

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PISA



Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea

TITOLO della TESI

Progetto di un propulsore marino di bassa potenza

Candidato

Pietro Corrente

Relatori:

Prof. Panayotis Psaroudakis

Prof. Andrea Caiti

Data di laurea

16/6/2010

Anno accademico

2009/2010

Alla mia famiglia

Indice

Abstract:	1
Introduzione	2
1 Veicoli in considerazione	4
1.1 Descrizione d'assieme dei veicoli considerati	4
1.2 ROV (Remotely Operated Vehicle)	5
1.3 Descrizione di alcuni ROV	7
1.4 AUV (Autonomous Underwater Vehicle)	11
1.5 Energia.....	14
1.6 Alcuni esempi di veicoli autonomi.....	16
2 Propulsione subacquea	21
2.1 Analisi introduttiva alla propulsione di ROV e AUV	21
2.2 Propulsori utilizzati	23
2.3 Prestazioni e caratteristiche dei propulsori in uso.....	26
2.3.1 Propulsori elettrici	28
2.3.2 Propulsori idraulici	32
2.4 Elica marina.....	36
2.4.1 Analisi monodimensionale semplificata.....	36
2.4.2 Coefficienti e parametri caratteristici delle eliche	40
2.4.3 Il fenomeno della cavitazione nelle eliche navali	44
2.4.4 Catena dei rendimenti	47
2.4.5 Scelta dell'elica.....	49
2.4.6 Utilizzo dei diagrammi	51
2.4.7 Calcolo del numero ottimale di giri dell'elica	54
3 Macchine a fluido	59
3.1 Introduzione alle turbomacchine	59
3.2 Macchine operatrici idrauliche.....	60
3.2.1 Le correnti fluide nelle pompe a palettaggi rotanti.....	61

3.2.2 Teoria ed espressioni generali delle pompe a palettaggi rotanti.....	65
3.2.3 Perdite di energia ed efficienza.....	69
3.2.4 Organi di diffusione: diffusori e volute spirali	76
3.2.5 Cavitazione e altezza di aspirazione di una pompa	77
3.2.6 Le linee e i diagrammi caratteristici del funzionamento delle pompe.....	80
3.3 Progettazione e dimensionamento.....	84
3.3.1 Dimensionamento della girante	91
3.3.2 Determinazione del profilo di cassa e mozzo	100
3.3.3 Dimensionamento della voluta	102
3.4 Calcoli numerici relativi al dimensionamento di una pompa con voluta.....	104
4 Dimensionamento Turbina e accoppiamento.....	118
4.1 Girante motrice.....	118
4.2 Potenza e coppia per una turbina.....	119
4.3 Caratteristiche tipiche di una girante motrice centripeta	122
4.4 Determinazione delle caratteristiche dimensionali della turbina e relativo accoppiamento con la girante operatrice.....	126
4.4.1 Dimensionamento della girante operatrice	128
4.4.2 Dimensionamento della girante motrice	142
4.4.3 Pale statoriche	149
4.5 Considerazioni sulle prestazione off-design	153
4.6 Modello di disegno cad 3D	155
5 Conclusioni.....	159
Appendici	161
Appendice A.....	161
Appendice B	162
Appendice C : giunto di accoppiamento e dimensioni caratteristiche.....	163
Appendice D : motore elettrico	164
Bibliografia.....	165
Sitografia	169
Ringraziamenti	171

Titolo:

Progetto di un propulsore marino di bassa potenza

Riassunto analitico:

La tesi indaga lo stato attuale dell'arte relativo a due tipologie di veicoli subacquei che, negli ultimi anni, stanno trovando sempre maggiore impiego in ambito scientifico e commerciale, ROV (Remotely operated vehicle) e AUV (Autonomous Underwater Vehicle), con l'obiettivo di progettare e proporre un sistema di propulsione alternativo, rispetto a quelli attualmente adoperati al fine di aumentare le prestazioni degli stessi. Lo studio è stato quindi condotto effettuando un'analisi dettagliata dei veicoli in oggetto e dei sistemi di propulsione adoperati per essi. In particolare sono state prese in considerazione le prestazioni relative ai moduli di propulsione elettrici, molto utilizzati in ambito subacqueo. Il tutto ha condotto alla progettazione di un sistema di propulsione di bassa potenza, costituito da una turbomacchina operatrice accoppiata fluidodinamicamente ad una girante motrice, con lo scopo di sostituire il riduttore di giri di tipo planetario utilizzato nei moduli di propulsione elettrica.

Title:

Design of a low-power marine thruster

Abstract:

The thesis inquires into the current state of the art for two types of underwater vehicles that, in the last years, are finding increasing use in scientific and commercial field, ROVs (Remotely Operated Vehicle) and AUV (Autonomous Underwater Vehicle), with the goal to project and propose an alternative propulsion system, compared to those currently used to increase the performance of themselves. The study was then conducted realizing a detailed analysis of the vehicles above mentioned and of the propulsion systems used for themselves. In particular were taken into consideration the performances related to electric propulsion modules, much used in underwater environment. All this led to the projecting of a low power propulsion system, consisted of a impeller coupled fluidodinamicly to a runner, with the aim of replacing the planetary gearset currently used in underwater electric propulsion module.

Introduzione

L'ambiente marino, ed in particolar modo quello subacqueo, è da sempre stato considerato un ambiente ricco di fascino e dalle enormi opportunità, ma caratterizzato anche da grande incertezza e numerose difficoltà. Negli ultimi anni si è assistito ad una sempre maggiore attenzione rivolta, e in ambito scientifico ed in ambito commerciale, allo sviluppo della tecnologia necessaria ad esplorare ambienti estremi quali sono, appunto, mari e oceani. Questa attenzione ha portato alla realizzazione di una serie di veicoli subacquei dalle tecnologie sempre più sofisticate e grazie ai quali sono oggi possibili operazioni che sino a pochi decenni fa risultavano inimmaginabili. In particolare sono stati realizzati ed implementati un sempre maggior numero di veicoli, ROV (Remotely Operated Vehicle) e AUV (Autonomous Underwater Vehicle), le cui possibili applicazioni sembrano infinite. Si pensi, ad esempio, alle opportunità offerte dall'esplorazione dei fondali nel campo dell'industria petrolifera, ancor più oggi che le riserve di petrolio dei giacimenti "terrestri" sembrano essere sempre più carenti. Non solo, l'archeologia subacquea finalizzata allo studio di reperti archeologici sommersi è, oggi, strettamente legata allo sviluppo di robot, oppure, molto più semplicemente, numerosi sono i modelli ROV in commercio per l'ispezione e la manutenzione di tubazioni sommerse. Senza procedere oltre con l'elenco delle possibili applicazioni, è sufficiente ricordare come lo sviluppo della tecnologia abbia permesso di ridurre al minimo l'utilizzo di risorse umane in un ambiente non sempre sicuro per l'uomo.

La tesi indaga, quindi, lo stato corrente dell'arte relativo alle due tipologie di veicoli ROV e AUV, con l'obiettivo di progettare e proporre la realizzazione di un sistema di propulsione alternativo, rispetto a quelli attualmente adoperati, al fine di migliorarne le prestazioni.

Nella fase iniziale sono stati presi in esame i veicoli oggetto di studio al fine di definirne la configurazione fisica (forma, peso e dimensioni dei veicoli) e i parametri di funzionamento (velocità di esercizio del veicolo e spinta richiesta). Nel corso della trattazione si è visto come questi "veicoli" siano in realtà dei veri e propri robot, che in maniera più o meno autonoma, sono capaci di svolgere in ambiente marino operazioni anche molto complesse.

Risulta evidente, a tal proposito, che aspetti quali, l'elettronica di controllo, la strumentazione necessaria all'indagine, la realizzazione di contenitori stagni che soddisfino le specifiche della tecnologia iperbarica e anche la realizzazione dei moduli di propulsione e le caratteristiche ad essi associate, sono aspetti strettamente connessi tra loro e, quindi, uno sviluppo coerente non può che essere condotto in maniera parallela tra tutti questi fattori. In particolar modo, è stato sottolineato come un miglioramento delle prestazioni per i moduli di propulsione utilizzati, per esempio, su un

veicolo autonomo possa prolungare il tempo di missione dello stesso o al limite ridurne il peso e le dimensioni, e come questi siano aspetti estremamente importanti per la particolare applicazione in esame. Di contro è stato osservato come le difficoltà oggettive nel realizzare un sistema di propulsione subacqueo, e i costi elevati che una implementazione degli stessi comporta, fanno sì che le alternative in uso per gli stessi siano molto limitate.

Successivamente è stata quindi redatta un'analisi dettagliata dei moduli di propulsione attualmente disponibili. In tal modo sono state, quindi, messe in evidenza le principali caratteristiche dei differenti modelli e i relativi vantaggi e svantaggi. Tutti i dati raccolti sono stati, infine, utilizzati per la definizione delle caratteristiche di progetto di un nuovo modulo di propulsione che possieda delle prestazioni superiori rispetto ai modelli esistenti.

Capitolo 1

Veicoli in considerazione

1.1 Descrizione d'assieme dei veicoli considerati

“Lo stato corrente dell’arte nella tecnologia marina è il risultato di oltre tre decenni rivoluzionarie che hanno determinato storia, tecnologia, ingegneria di progetto e filosofia operativa di una vasta gamma di veicoli, filoguidati o autonomi, con o senza equipaggio”(Melegari G., Lamenza F., p.1).

L’origine di questi veicoli è sicuramente militare, dato che già negli anni sessanta la U.S. Navy aveva realizzato i primi prototipi R.O.V. (Remotely Operated Vehicle) con lo scopo di individuare e disinnescare mine depositate sul fondale marino; tutt’oggi la Marina degli Stati Uniti fa largo uso di questi strumenti tant’è che ha fondato, nel 1987, un apposito centro di ricerca (Auv Reserach) che ha lo scopo di studiare anche le architetture di controllo e gestione di veri e propri automi marini, gli AUV (Autonomous Underwater Vehicle) appunto, capaci di sminare un fondale o di posare un cavo transoceanico per le telecomunicazioni.

Nel corso degli anni, poi, il campo di impiego di queste macchine è arrivato a comprendere una moltitudine di applicazioni scientifiche e commerciali.

Lo sviluppo recente delle scienze marine ha, per esempio, motivato la realizzazione di una serie di veicoli sottomarini in grado di trasportare e gestire dispositivi per la visione, il campionamento, il rilevamento e la raccolta di dati (chimici, fisici, biologici) della colonna d’acqua e dei fondali; non solo, è noto l’utilizzo di veicoli subacquei atti a prevedere fenomeni ambientali catastrofici quali tsunami e terremoti; l’archeologia subacquea finalizzata allo studio di reperti archeologici sommersi è, oggi, strettamente legata allo sviluppo di robot subacquei; massiccio è anche l’utilizzo di questi veicoli nel campo dell’industria petrolifera, ancor più che le riserve di petrolio dei giacimenti “terrestri” sembrano essere sempre più carenti; ancora più semplicemente, numerosi sono i modelli ROV in commercio per l’ispezione e la manutenzione di tubazioni sommerse.

Senza procedere oltre con l’elenco delle possibili applicazioni di questi veicoli, credo sia sufficiente ricordare che la tecnologia ha permesso in questo campo, di ridurre al minimo l’utilizzo di risorse umane in un ambiente, quello marino, non sempre sicuro per l’uomo; non solo, è possibile oggi esplorare e monitorare ambienti marini a cui mai sarebbe stato possibile accedere senza l’ausilio appunto della tecnologia subacquea.

Da quanto detto sembra evidente, non solo l'elevato numero di mansioni che possono essere affidate a questi veicoli, ma in virtù della diversità stessa di queste mansioni, resta definita anche una grande varietà di veicoli in forma, dimensione, peso, strumentazione utilizzata (il cosiddetto "payload") e autonomia d'utilizzo. Di pari passo con la progressiva diffusione dei veicoli assistiamo ad una crescita sempre maggiore del mercato della componentistica specializzata, sempre più raffinata ed a costi sempre più accessibili. Si va dai costruttori di parti meccaniche che soddisfano le specifiche della tecnologia iperbarica (contenitori stagni, propulsori, cavi, connettori) ai produttori di sensori (acustici, ottici, chimici, fisici). E cresce anche il numero delle aziende specializzate in sottosistemi di particolare complessità come i sistemi di posizionamento acustico, le braccia robotiche od altri utensili dedicati in grado di compiere sott'acqua compiti complessi con notevole precisione.

Per questo, probabilmente, è necessario soffermare l'attenzione sui quei veicoli che, più degli altri, sembrano trovare impiego nel mondo scientifico e commerciale: R.O.V. (Remotely Operated Vehicle) e A.U.V. (Autonomus Underwater Vehicle).

1.2 ROV (Remotely Operated Vehicle)

Possiamo definire remotely operated vehicle (veicolo azionato a distanza) un qualsiasi veicolo azionato a distanza dall'uomo tramite controllo remoto o attraverso una memoria artificiale che è pre-programmata a controllare automaticamente il veicolo attraverso una sequenza elencata di compiti. Più praticamente e frequentemente la definizione di ROV viene applicata ad un veicolo, ad una imbarcazione o più semplicemente una unità capace di eseguire movimenti indipendenti, osservazione o lavoro di manipolazione in profondità o immediatamente sotto la superficie del mare, in maniera pre-programmata o sotto controllo in tempo reale da parte dell'uomo. In maniera più restrittiva, possiamo definire ROV un veicolo comandato e azionato dalla superficie per mezzo di un cavo ombelicale e equipaggiato con propulsori che gli conferiscono manovrabilità in tre dimensioni, un più o meno avanzato sistema di navigazione e una telecamera a circuito chiuso. Da definizione, è interessante notare come un ROV sia un veicolo o un'unità cosiddetta "unmanned" cioè senza equipaggio a bordo, generalmente controllata da una postazione mobile che segue il veicolo più o meno da vicino.

Una prima forma di classificazione possibile per questo tipo di veicoli riguarda le dimensioni e suddivide i ROV in : small sized vehicle con peso inferiore alle 50 lbs (≈ 23 Kg), medium sized vehicle o open frame vehicle e heavy duty con peso superiore alle 12,000 lbs (≈ 5000 Kg). Mentre le prime due categorie rappresentano il naturale sviluppo della tecnologia nel far fronte al sempre

crescente sviluppo dell'industria off-shore del petrolio e del gas, l'ultima categoria, ideata per interventi di lavoro multipli e compiti di manipolazione pesanti, rappresenta un ampliamento delle caratteristiche e delle capacità dei veicoli di taglia media.

Un'analisi della struttura tipica di questi veicoli può essere condotta facendo riferimento ai veicoli open frame ossia formati da moduli stagni installati su un telaio e collegati elettricamente da una rete di cavi e connettori subacquei. Il telaio è una struttura tubolare in acciaio inox o in lega leggera e i moduli sono fissati ad esso per mezzo di morsetti o di fasce elastiche; inoltre alcune parti del telaio sono smontabili per essere facilmente sostituite con altre adatte a contenere strumentazione diversa (payload intercambiabile).



Figura 1.1 Telaio in struttura tubolare tipica dei veicoli open frame appartenente al roV Prometeo.

I principali moduli, ciascuno dei quali costituisce una parte vitale del veicolo sono: il modulo dove risiede l'elettronica di controllo ed il modulo di alimentazione; i propulsori (in genere da 2 a 10); diversi apparati sensoriali (bussola, sonar e così via) e gli eventuali moduli per le batterie e per gli strumenti da lavoro.

Ciascuno di questi è alloggiato in un contenitore (pressure vessel, canister o bottle) che ne garantisce l'impermeabilità fino alla profondità massima prefissata di lavoro. Generalmente i contenitori sono cilindrici, una forma che offre un buon compromesso tra capacità, resistenza alla pressione ed economicità di costruzione.

Anche il collegamento del ROV con la superficie è un aspetto cruciale del sistema. Distinguiamo tra veicoli progettati per lavorare entro e oltre certe profondità.

In acque relativamente basse, è possibile utilizzare un cavo, contenente i cavi necessari al funzionamento del veicolo (comunicazioni, alimentazione, segnali), avvolto su un verricello elettrico/idraulico. Oltre una certa profondità, la quantità di cavo svolto in mare renderebbe il veicolo ingestibile a causa dell'effetto della corrente marina, per questo il garage rappresenta la soluzione più diffusa per ROV che lavorano in acque profonde. Si tratta di un pesante telaio, contenente il ROV ed un piccolo verricello, che viene calato dalla nave mediante un robusto cavo rinforzato. Il peso del garage mantiene teso il cavo principale fino nei pressi del fondo, dopodiché il piccolo verricello sottomarino svolge un cavo più sottile per consentire al ROV un raggio d'azione di circa trecento metri .

Le caratteristiche degli apparati che maggiormente interessano il nostro studio, ossia moduli di propulsione e alimentazione, saranno descritte in seguito in quanto toccano una molto più vasta gamma di veicoli e non solo i ROV sinora considerati.

Per concludere la trattazione riguardante invece i veicoli filoguidati, riportiamo una sintetica descrizione di alcuni modelli dalla quale sia possibile comprendere meglio caratteristiche tipiche come: dimensioni, peso, velocità del veicolo e tipologia di mansione. In particolare sono stati presi in considerazione tre ROV: Victor 6000, Romeo e il Falcon Seaeye. La scelta di questi veicoli ha come obiettivo quello di mettere in evidenza le caratteristiche dei veicoli commerciali (Falcon Seaeye) e dei roV con finalità scientifiche (Romeo e Victor6000), oltre che evidenziare le differenze in peso e dimensioni tra la moltitudine di veicoli realizzati (il Falcon ha dimensioni molto contenute, Romeo è un ROV di medie dimensioni e Victor 6000 ha dimensioni decisamente più importanti.)

1.3 Descrizione di alcuni ROV

ROMEO

Sviluppato dal CNR di Genova, Romeo è un sistema robotico intelligente per ambienti estremi, ovvero un prototipo di robot dotato di organi di senso, propulsione e manipolazione, in grado di operare in ambienti non strutturati caratterizzati da incertezza. E gli oceani, appunto, possono essere definiti come ambienti estremi. Esso è costituito da un modulo base per l'alloggiamento di elettronica e propulsori e da una slitta intercambiabile in grado di ospitare diverse configurazioni di payload. Le sue dimensioni sono di 0.90x0.90x1.30 m, pesa 400 Kg ed è solitamente collegato al sistema di comando posizionato in superficie per mezzo di un cavo ombelicale a fibra ottica lungo circa 600 m. La sua operatività in mare, infine, può raggiungere all'occorrenza i 500 metri di

profondità. Grazie alla tecnologia GPS questo ROV può condividere tutti i dati raccolti via internet ed addirittura può essere guidato in remoto attraverso la rete.

La sua costruzione è avvenuta nel 1997 e lo stesso anno il robot ha partecipato alla sua prima missione, nell'oceano di Baia Nova in Antartide. Il suo compito era quello di raccogliere direttamente dal fondale dati, campioni e filmati per la XIII spedizione italiana del PNRA (Programma Nazionale di Ricerche in Antartide).

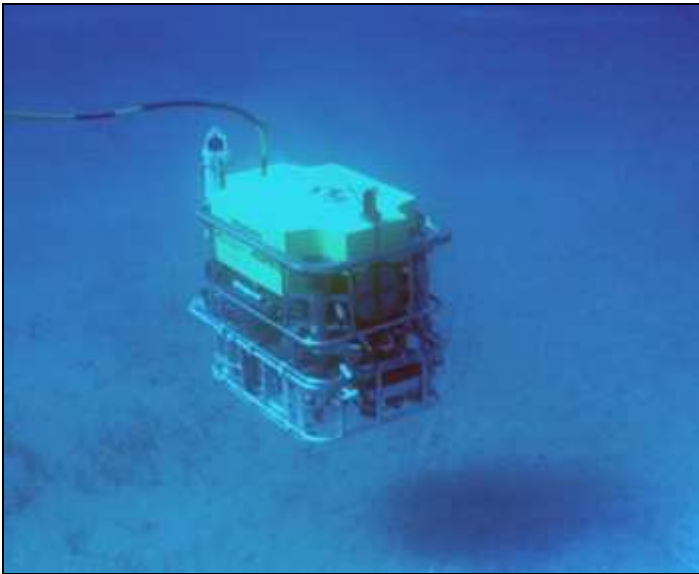


Figura 1.2 ROV Romeo in azione

VICTOR6000

Victor 6000 è un roov progettato dalla Ifremer per lavorare in acque estremamente profonde; utilizzato per la ricerca scientifica negli oceani, è dotato di una strumentazione ottica che garantisce immagini di alta qualità, per quanto la sua struttura modulare consenta a Victor 6000 di essere utilizzato come piattaforma tecnologica per nuovi equipaggiamenti.

Le sue dimensioni sono 3.1x1.8x 2.1 m, pesa circa 4 tonnellate, viaggia ad una velocità di 1,5 m/s e i suoi propulsori garantiscono una spinta di 200 Kg in ogni direzione. Victor 6000 è ancora un veicolo open-frame ma per le sue dimensioni decisamente importanti può essere paragonato ad un mezzo heavy-duty.

Le sue dimensioni sono 3.1x1.8x 2.1 m, pesa circa 4 tonnellate, viaggia ad una velocità di 1,5 m/s e i suoi propulsori garantiscono una spinta di 200 Kg in ogni direzione. Victor 6000 è ancora un veicolo open-frame ma per le sue dimensioni decisamente importanti può essere paragonato ad un mezzo heavy-duty. Dalla figura 1.3 è possibile notare come la strumentazione scientifica sia posizionata nella parte bassa del telaio, mentre i propulsori e l'elettronica di controllo nella parte

alta, disposizione questa che garantisce in generale un migliore assetto del veicolo. La tabella 1.1 seguente sintetizza alcune caratteristiche dimensionali e di funzionamento di Victor 6000.



Figura 1.3 ROV Victor 6000

Dimensioni	3.1 x 1.8 x 2.1 m
Peso totale in aria	≈ 4 tons con batterie agli ioni di litio
Massima profondità di esercizio	6000 m
Motore	Motore DC senza spazzole
Moduli di propulsione	1 per il moto verticale 4 per il moto orizzontale
Velocità nominale	1.5 m/s
Spinta massima propulsore	200 Kgf

Tabella 1.1 Dimensioni e caratteristiche di massima del rov Victor6000

SEAEYE FALCON



Figura 1.4. Veicolo commerciale di dimensioni medio piccole realizzato dalla Seaeye. Falcon.

Questo ROV rientra nella vasta scelta di veicoli commerciali attualmente disponibili sul mercato realizzati per l'industria dell'off-shore. In particolare il Falcon è un veicolo dalle dimensioni relativamente ridotte, con un rapporto peso/potenza di uno ad uno ed una discreta gamma di attrezzi ed accessori standard disponibili.

La profondità massima di intervento per questo veicolo è di 300 m, le sue dimensioni 1000x500x600 mm, massima velocità di avanzamento maggiore di 3 nodi (circa 1.5 m/s) ed un payload di 4 kg a fronte di un peso complessivo di 50 kg.

La stessa Seaeye realizza i motori elettrici in corrente continua di tipo brushless che assicurano la potenza e la manovrabilità necessaria al veicolo; in particolare, come è ben visibile dalla figura 1.4, un propulsore è dedicato al moto verticale, mentre i restanti quattro realizzano il moto orizzontale, e la giusta manovrabilità, fornendo una spinta di avanzamento massima di 50 kgf che giustificano il rapporto peso /potenza unitario .

Dimensioni	01 x 0.5 x 0.6 m
Peso totale in aria	≈ 50 Kg con batterie agli ioni di litio
Massima profondità di esercizio	300 m
Motore	Motore DC senza spazzole
Moduli di propulsione	1 per il moto verticale 4 per il moto orizzontale
Velocità nominale	1.5 m/s
Potenza richiesta complessiva	2.8 Kw
Spinta massima propulsore	50 Kgf

Tabella 1.2 Dimensioni e caratteristiche del rov Falcon

1.4 AUV (Autonomous Underwater Vehicle)

Nello studio di un veicolo subacqueo autonomo, restando valide le considerazioni sinora svolte circa la grande varietà di mansioni che ad esso posso essere affidate e la diversità in forma, dimensione, peso proprio e payload che ne derivano, è necessario prestare maggiore attenzione a tutti quei fattori che ne determinano l'autonomia.

Caratteristica fondamentale di questi veicoli è che l'energia necessaria a terminare con successo la missione affidatagli deve essere immagazzinata a bordo, cosa che chiaramente influenza molti aspetti e della progettazione del mezzo e della missione stessa. Per chiarire meglio questo concetto approfondiamo alcuni aspetti.

La potenza totale richiesta è la somma della potenza necessaria al payload, della potenza necessaria ad azionare l'equipaggiamento del veicolo e della potenza richiesta per la propulsione. La minima energia richiesta a bordo è il prodotto della potenza in media consumata per il tempo necessario ha compiere la missione. Più veloce è il veicolo maggiore è la potenza necessaria alla propulsione per vincere le resistenze, d'altro canto però, maggiore è la velocità, minore è il tempo necessario a compiere la missione. L'ottimo della velocità può essere scelto come quello che minimizza l'energia richiesta all'interno del range di valori in cui i sensori sono capaci di collezionare dati.

La potenza necessaria alla propulsione è strettamente legata alla forma dell'AUV , come anche la stabilità e la manovrabilità alle varie velocità di lavoro. Così uno studio accurato del corpo del

veicolo permette di ottimizzare le resistenze per attrito superficiale, minimizzando l'aria della superficie esposta, e le resistenze di forma, minimizzando la separazione del flusso. Interessante in questo senso è lo studio condotto dall' ISE (International Submarine Engineering) circa la progettazione di base di un veicolo AUV, in cui si individuano due differenti modelli che garantiscono al veicolo stabilità, manovrabilità e bassa resistenza per i suddetti valori della velocità.

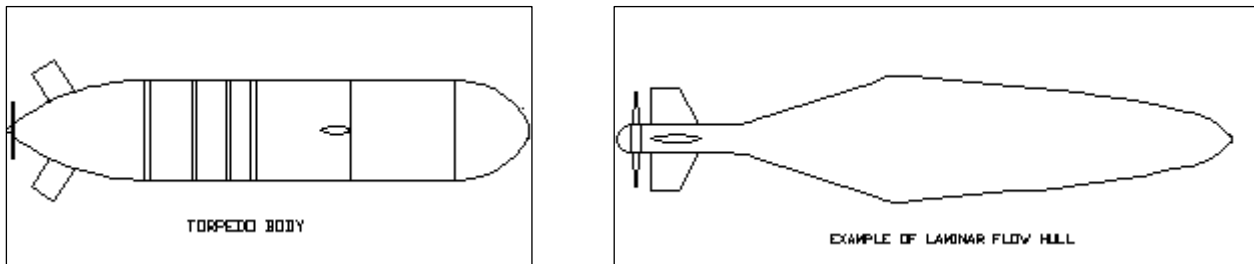


Figura 1.5.(a)Struttura Torpedo per auv modulari.(b) esempio schematico di forma del veicolo a flusso laminare.

La figura 1.5(b) mostra il “laminar flow hull”, ossia la forma di un veicolo che assicura un flusso laminare su tutto il contorno, condizione questa che minimizza le resistenze all'avanzamento del veicolo. Un limite notevole allo sviluppo di veicoli con questa forma è dato dal fatto che lunghezza e diametro devono avere in questo caso rapporto costante affinché si abbia un favorevole gradiente di pressione, cosa questa che non consente la modularità del mezzo, al contrario qualità molto apprezzata per gli AUV. Inoltre è necessario porre eventuali idroplani sulla coda, lavorare accuratamente le superfici, disporre gli strumenti di lavoro e la maggior parte dei sensori il più lontano possibile dalla testa del veicolo per non destabilizzare il flusso laminare.

Una valida alternativa al “laminar flow hull” è rappresentata dal “torpedo body” in figura 1.5(a), in cui una testa ad ogiva è seguita da una parte centrale, più o meno lunga, a sezione costante, che termina con una coda affusolata. Un corpo così strutturato ha il vantaggio della possibile modularità, in quanto la parte centrale a sezione costante può avere lunghezza variabile, è poco sensibile alle imperfezioni di forma, consente un migliore imballaggio per payload e batterie e di conseguenza uno sfruttamento ottimale dello spazio a disposizione all'interno dell'AUV.

La resistenza offerta dal veicolo è maggiore di circa il 30% rispetto al “laminar flow hull”.

Continuando a parlare della struttura che tipicamente viene assegnata a questo tipo di veicoli è necessario sottolineare l'importanza che la profondità di lavoro ha sulla taglia e sul peso dell'AUV: lavorare a una maggiore profondità significa chiaramente sottoporre ad una maggiore pressione

d'esercizio i contenitori stagni necessari all'elettronica e alle batterie, che di conseguenza devono essere più spessi e più pesanti.

In relazione alla profondità di esercizio dei veicoli autonomi è possibile individuare una possibile classificazione in: "shallow water survey AUVs" (AUV per indagini in acque poco profonde), mid-water AUVs (AUV per profondità di esercizio medie) e deep-water AUV (AUV per acque profonde). Nel primo caso sono inclusi i veicoli autonomi con profondità di esercizio non superiori ai 500 m. Tali veicoli sono in genere di piccole dimensioni, non devono sopportare pressioni elevate, hanno un alto rapporto spinta/resistenza, così da poter essere manovrati facilmente anche in acque con correnti elevate. Inoltre sono in genere impiegati per missioni su larga scala che non richiedono alte definizioni e quindi possono operare anche a velocità di esercizio più elevate.

I mid-water AUVs operano invece sino a profondità di 2500m, sono chiaramente più pesanti dei precedenti e richiedono quindi spinte e potenze maggiori. Sono anche impiegati per un maggiore numero di mansioni e le velocità di esercizio variano quindi entro un range maggior in relazione appunto all'impiego. In generale a queste profondità di esercizio le correnti sono di intensità minore e per questo il rapporto spinta/resistenza è per essi minore che per gli AUV "shallow water".

Infine è possibile definire deep-water gli AUV che viaggiano a profondità maggiori di 2500m, veicoli sottoposti quindi a pressioni oceaniche molto elevate e i relativi alloggiamenti risultano dunque grandi e pesanti. Inoltre, il fatto stesso che tali veicoli devono raggiungere profondità così elevate impone che per essi la durata di missione sia aumentata il più possibile e questo significa che aumentare la fonte di energia, quindi più peso e più volume. In compenso sono in genere indicati per missioni che richiedono alta definizione dei dati acquisiti, quindi velocità di esercizio minori.

È possibile concludere la trattazione facendo un'ultima considerazione circa la forma più adatta alla realizzazione di tali mezzi in relazione alle esigenze strutturali e di produzione; in particolare possiamo notare che la forma che garantisce una più alta efficienza strutturale è quella sferica, ma le difficoltà incontrate nello sfruttare il volume a disposizione rendono inutilizzabile questa ipotesi, mentre un contenitore di forma cilindrica, relativamente poco costoso da costruire, sembra ideale per accogliere al suo interno le batterie di forma rettangolare e tutta l'elettronica necessaria. Un altro vantaggio della forma cilindrica è sicuramente la facilità di collegamento tra contenitori cilindrici modulari, realizzabile con semplici anelli o-ring.

1.5 Energia

Determinata la forma e le condizioni di lavoro del veicolo è possibile stimare la potenza e, quindi, l'energia necessaria allo svolgimento della missione. Tale energia è immagazzinata sotto forma di celle di batterie collegate in serie a formare banchi che garantiscono il necessario voltaggio, ogni banco è poi collegato in parallelo con gli altri. In genere un primo banco provvede a fornire l'energia necessaria alla propulsione e un secondo viene utilizzato per l'elettronica di controllo del mezzo; il veicolo monitora costantemente la corrente e il voltaggio forniti da ciascuna banco di batterie, così da calcolare, istante per istante, l'energia utilizzata e stimare l'energia rimasta.

Nella scelta, poi del tipo di batteria secondaria da utilizzare per fornire energia ad un veicolo subacqueo occorre considerare più fattori tra i quali costo, cicli di vita, affidabilità, sicurezza, ognuno di quali e da mettere in relazione non solo al veicolo ma anche alla missione da eseguire.

Due caratteristiche particolarmente importanti nella scelta risultano in questo senso densità d'energia, rapporto tra energia disponibile e volume occupato, ed energia specifica, rapporto tra energia e peso dell'accumulatore.

Le batterie acide al piombo sono state in passato sicuramente tra le batterie più utilizzate per via del loro basso costo, della loro affidabilità e della loro lunga vita. I limiti maggiori di queste batterie sono la bassa energia specifica, la bassa densità d'energia, la perdita di capacità alle basse temperature e i gas tossici che sprigionano nella fase di carica.

Un discorso analogo può essere fatto per le batterie nichel-cadmio, avendo densità d'energia, energia specifica e durata comparabili con le batterie acide al piombo; a differenza delle prime però le loro prestazioni non risentono significativamente delle temperature d'esercizio. Gli svantaggi maggiori di queste batterie sono dovute al notevole effetto memoria e all'autoscarica in condizioni di non utilizzo.

Attualmente ampio spazio stanno trovando le batterie al litio e ai polimeri di litio con prestazioni complessive parecchio maggiori rispetto alle precedenti soprattutto in termini di densità d'energia e numero di cicli di vita. In particolare le batterie ai polimeri di litio stanno trovando una notevole utilizzazione, soprattutto per la trazione di veicoli azionati da motori elettrici, in quanto possono essere realizzate in qualsiasi forma e dimensione adattandosi al meglio a qualsiasi circostanza.

Ottime sembrano essere anche le prospettive d'utilizzo delle batterie ZEBRA (Zero Emission Battery Reserch Activities), batterie Ni-NaCl a stato solido funzionanti a caldo racchiuse in un contenitore termico. Tali batterie lavorano in un range piuttosto ampio di temperature senza alterare le proprie prestazioni, hanno alta densità d'energia e alta energia specifica, una lunga durata e soprattutto non emettono sostanze inquinanti.

La tabella 1.3 mostra in maniera comparativa le alternative precedentemente illustrate.

TIPO	Densità energia[Wh/lit]	Energia specifica[Wh/Kg]	Tensione di una cella [V]	Dur. di vita: cicli di carica	Tempi di carica [H]
Piombo	30	65	2	200-300	8-16
Ni-Cd	30	75	1.25	1500	1
Li-ion	110-160	300	3.7	500-1000	2-4
LI-Po	100-130	300	3.7	300-500	2-4
ZEBRA	80-190	100	2.4	300	2-5

Tabella 1.3

Per concludere il discorso riguardante l'energia, ricordiamo che nel calcolo della potenza totale richiesta è necessario prendere in considerazione: propulsione, payload e requisiti dell'apparecchiatura. La seguente equazione determina l'energia necessaria al veicolo per portare a termine con successo una missione ad una determinata profondità, velocità di regime e ampiezza d'indagine:

$$e_t = \frac{(p + p_p + p_v) \cdot r}{3600 \cdot v}$$

dove:

e_t = energia trasportata in KWh ;

p = potenza necessaria alla propulsione in W ;

p_p = potenza richiesta dai sensori di indagine in W;

p_v = potenza richiesta dall'equipaggiamento in W ;

r = ampiezza della missione in Km ; v = velocità in metri al secondo .

1.6 Alcuni esempi di veicoli autonomi

GAVIA

Gavia, è uno dei pochi modelli AUV in commercio, realizzato da Hafmynd company in Finlandia. Un veicolo di piccola taglia (per le sue dimensioni ridotte viene considerato un veicolo autonomo portatile), la cui struttura modulare (figura1.6) lo rende estremamente versatile. Progettato per lavorare sino ad una profondità di 2000m è particolarmente indicato per operazioni di ricerca, monitoraggio, sorveglianza di ambienti marini.

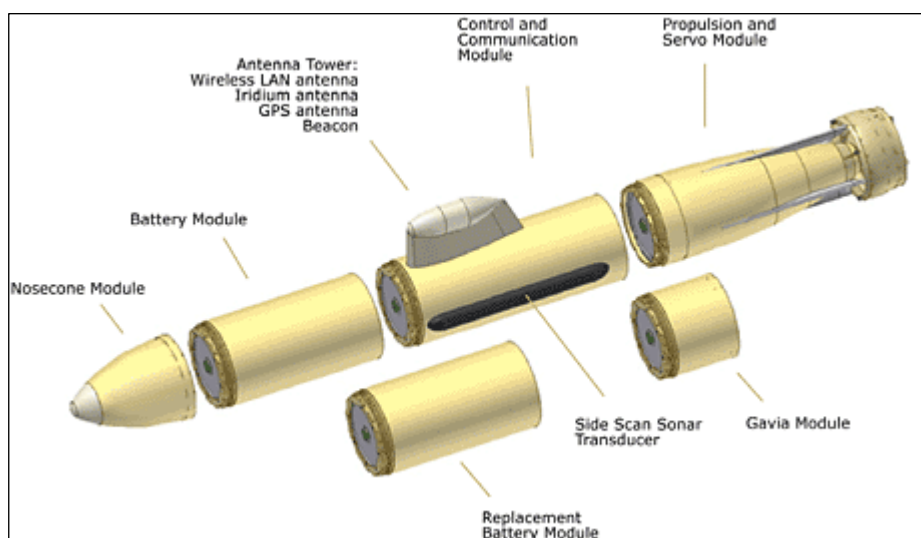


Figura 1.6. Vista esplosa del veicolo auv Gavia nel quale è possibile distinguere: naso, modulo di alloggiamento delle batterie, corpo centrale, modulo di propulsione con alette stabilizzatrici e nozzle.

Il modulo di propulsione è realizzato da un unico motore elettrico in corrente continua senza spazzole riempito ad olio, collegato ad un elica protetta dal relativo nozzle, e da quattro piani di controllo indipendenti che ne garantiscono la manovrabilità.

L'estrema versatilità di questo AUV è probabilmente il suo pregio maggiore, per questo il veicolo è stato dotato di un'ampia gamma di sensori intercambiabili ed è possibile addirittura equipaggiarlo con un payload su richiesta del cliente. Ed in questo senso risulta estremamente importante anche la scelta di utilizzare due differenti moduli di alimentazione d'energia in relazione alla lunghezza della missione. In particolare Gavia può essere equipaggiato con delle celle di batterie ricaricabili agli ioni di litio oppure, per affrontare una missione più duratura, da celle di batterie primarie(non ricaricabili) al litio, che offrono una durata nettamente maggiore.

Un prototipo Gavia di lunghezza 2.6 m e diametro 20 cm, è stato utilizzato per raccogliere dati batimetrici e esplorativi nei ghiacci del mar Artico. L'alta qualità e la quantità estremamente

numerosa dei dati raccolti dal veicolo, in un ambiente estremamente difficile, hanno fatto ritenere la missione riuscita con estremo successo.

Maya

Maya è un prototipo di AUV sviluppato presso il National Institute of Oceanography in Goa, India . Obiettivo della progettazione è stato quello di realizzare un prototipo di veicolo subacqueo per applicazioni in scienze marine che sfatasse il principio per il quale un AUV è un piattaforma costosa , complessa e difficile da utilizzare. Per questo Maya è stato concepito per essere un veicolo piccolo in lunghezza, leggero, facile da usare, di struttura modulare, capace di affrontare missioni di lunga durata e applicazioni specifiche ad un apposito payload in miniatura ospitato nella parte anteriore dello stesso (la struttura ad ogiva situata nella parte anteriore). Il tutto chiaramente con l'obiettivo di contenere i costi.



Figura 1.7. AUV Maya.

In figura sono chiaramente visibili i tre moduli principali da cui è formato il corpo del veicolo. La parte centrale, CPU (core pressure unit) è il nucleo del veicolo, contenente il sistema di batterie, l'elettronica di controllo e le unità di payload, ed è formato da un cilindro di alluminio di adeguata resistenza. Alle estremità è possibile distinguere il naso anteriore con la caratteristica forma ad ogiva, tipica dei veicoli *torpedo*, nella quale sono alloggiati alcuni sensori di indagine esterni e il cono posteriore capace di ospitare il modulo di propulsione. Entrambe le estremità sono realizzate in materiali plastici(GFPR, plastica rinforzata con fibre di vetro) e non sono adatte a sopportare livelli di pressione elevati. Infine la struttura è completata da due alette laterale e un piccolo timone in basso che assicurano stabilità e manovrabilità al mezzo.

Per alimentare il veicolo è stata scelta un sistema di celle di batterie ai polimeri di litio, in virtù del vantaggioso rapporto energia/peso che questo tipo di batterie possiede. In particolare l'AUV è

alimentato da un banco di batterie dedicato all'elettronica (24V/18Ah) e da un altro banco dedicato alla propulsione (96V/9Ah). La potenza complessiva richiesta è di 125 W, a cui corrisponde una durata minima in esercizio di 6 ore.

La propulsione è assicurata da un unico motore in corrente continua senza spazzole capace di assicurare una spinta massima di 4 Kgf ad un voltaggio di 96 V. la velocità operativa in queste condizioni di funzionamento è una velocità di crociera di 1.5 m/s.

La tabella seguente sintetizza le principali caratteristiche del veicolo in relazione a dimensioni, peso e propulsione.

Lunghezza totale	1.742	m
Diametro	0.243	m
Peso totale in aria	≈ 54.7	Kgf
Coefficiente di resistenza C_d	0.31	
Profondità di esercizio	200	m
Propulsione	Motore DC s.s.	
Efficienza di propulsione	0.26	
Velocità nominale	1.5	m/s
Durata in esercizio	7.2	ore
Batterie	Polimeri di litio	
Potenza media totale	130 W	

Tabella 1.4

URASHIMA

Urashima è un prototipo di robot subacqueo di grandi dimensioni sviluppato dalla Jamstec (Japan agency for marine-earth sciences and technology) a partire dal 1998.

Un computer di bordo estremamente sofisticato permette a questo AUV di determinare con esattezza la sua posizione e di eseguire un percorso predefinito sino al termine della missione.

Urashima è utilizzato principalmente per collezionare dati oceanografici (come salinità, temperatura delle acque, quantità di ossigeno disciolto, e così via) necessari a chiarire il fenomeno del riscaldamento globale su area estesa. Il veicolo è in oltre in grado di viaggiare in posizione

estremamente vicina al fondale marino in maniera tale da offrire una topografia del fondale estremamente accurata.

Importanza ha in questo senso la durata della missione, in particolare Urashima ha raggiunto nel 2005 il record mondiale di lunghezza di missione realizzando una missione di 317 Km senza sosta. Tale missione è stata resa possibile dall'utilizzo di celle di combustibile come fonte di energia, estremamente più performanti che le batterie agli ioni di litio, con le quali Urashima può realizzare un percorso massimo di 100 Km. È comunque possibile l'utilizzo di entrambi in relazione alle esigenze. In particolare il sistema di batterie agli ioni di litio è costituito da tre banchi di celle collegate in parallelo. Ogni banco ha voltaggio 120 V e 300 Ah.



Figura 1.8 AUV Urashima in fase di prelievo dalle acque.

Il sistema di propulsione è costituito da un propulsore dedicato all'avanzamento costituito da un motore in corrente continua che sviluppa in condizioni standard una potenza di 1.5 Kw, e da ulteriori moduli di propulsione per il moto verticale. Un timone verticale e due alette orizzontali consentono gli spostamenti nello spazio necessari.

Inoltre è opportuno osservare che questo veicolo subacqueo, a differenza di Gavia e Maya, non è stato realizzato con struttura modulare, anche in conseguenza delle sue dimensioni importanti. La sua versatilità è quindi più limitata rispetto ai veicoli osservati in precedenza, ma a consentito di realizzare Urashima con una forma più accurata è un basso coefficiente di resistenza in relazione alle sue dimensioni.

Dimensioni	10x 1.3 x 1.5 m
Peso totale in aria	≈ 8 tons con batterie agli ioni di litio ≈10 tons con celle a combustibile
Massima profondità di esercizio	3500 m
Propulsione	Motore DC senza spazzole
Efficienza di propulsione	0.26
Velocità nominale	1.5 m/s
Durata in esercizio	100 Km batterie agli ioni di litio 300 Km con celle a combustibile
Batterie	ioni di litio o celle a combustibile
Potenza propulsore principale	1500 W

Tabella 1.5

Capitolo 2

Propulsione subacquea

2.1 Analisi introduttiva alla propulsione di ROV e AUV

Nell'analisi dei veicoli subacquei affrontata nel primo capitolo sono state messe in evidenza le caratteristiche e gli obiettivi di roV e auV, e con essi alcuni aspetti legati alla propulsione di tali veicoli e ai mezzi per essa impiegati. In particolare si è accennato al tipo di propulsione maggiormente utilizzato per il moto di questi veicoli, ossia un sistema di propulsione ad elica con motore elettrico direttamente collegato all'albero dell'elica.

Prima di analizzare con maggiore chiarezza tale sistema di propulsione credo sia necessario fare alcune precisazioni in relazione alla propulsione subacquea.

In primo luogo occorre osservare che la propulsione tramite motore elettrico ed elica marina non è l'unico sistema utilizzato in ambiente subacqueo. Per esempio i grandi sottomarini per uso militare utilizzano principalmente un sistema a propulsione nucleare dovendo elaborare potenze decisamente notevoli e dovendo assicurare una lunga permanenza subacquea. Un'alternativa al sistema di propulsione sin'ora considerato è offerta dalla presenza sul mercato di propulsori idraulici adatti alla movimentazione di sistemi roV di grandi dimensioni, robot heavy duty, di tipo work class roV. In questo caso, così come nel caso dei grandi sottomarini militari, la spinta da elaborare e di conseguenza la potenza complessiva di esercizio, sono notevoli e i propulsori elettrici risultano inadeguati, in particolare, peso e dimensione degli stessi possono risultare eccessivi e ingombranti. Il vantaggio dei propulsori idraulici è costituito infatti dal poter situare il sistema di potenza non sul veicolo subacqueo ma su una imbarcazione che lo segue (una nave o un battello) che lo alimenta. In questo caso infatti un motore in corrente alternata, o in alcuni casi in continua, è collegato ad una pompa volumetrica la quale alimenta un circuito oleodinamico che si dirama e fornisce la potenza necessaria alla propulsione e alla strumentazione di bordo. Il propulsore vero e proprio installato a bordo, è costituito da un pistone idraulico motore che converte la pressione e la portata in ingresso, in rotazione dell'albero dell'elica.

Analizzeremo i vantaggi e gli svantaggi di tale sistema di propulsione nel paragrafo 2.3.2, per il momento è sufficiente precisare che tale sistema di potenza è utilizzato principalmente sui veicoli roV, piuttosto che sugli auV, in quanto risulta di interesse principalmente come sistema alimentato a distanza, cioè con unità di potenza non a bordo.

Un ulteriore sistema di propulsione utilizzato per i veicoli subacquei è rappresentato dal propulsore ad idrogetto, le cui prestazioni in termini di rendimento risultano comunque molto modeste. Per un idrogetto installato su un veicolo subacqueo è infatti difficile superare rendimenti del 13÷15%, e il suo impiego su questo tipo di veicoli è sempre più raro e relegato ad applicazioni nelle quali la semplicità di costruzione e un basso costo (del modulo di propulsione) sono fattori preminenti.

Altri sistemi di propulsione o variazioni a sistemi già esistenti sono stati sperimentati ma senza risultati di rilievo. A tal proposito un'ulteriore precisazione credo sia necessaria, come è stato già accennato nel primo capitolo l'universo subacqueo rappresentato da rove e auv in generale, così come da tutta la strumentazione o l'elettronica di controllo ad esso associata, ha catturato negli ultimi anni l'attenzione di gran parte del mondo scientifico e l'evoluzione in tale campo è stata notevole. Probabilmente da tale interesse complessivo va in qualche modo escluso il modulo di propulsione, al quale viene tuttora preferito un'implementazione degli aspetti legati per esempio al controllo del veicolo o alla strumentazione su esso installata (dai quali la propulsione comunque dipende). Questo fa sì che in Italia, per esempio, non esistano aziende che producono moduli di propulsione, e nel resto d'Europa non sono comunque in tante.

Tornando ad affrontare i vari aspetti legati al tipo di propulsione impiegato è tra l'altro evidente che i sistemi di potenza tradizionalmente utilizzati per la propulsione (motori Diesel e turbomacchine tradizionali per esempio) non possono essere impiegati in ambiente subacqueo per l'impossibilità di avere una combustione in tale ambiente (sarebbe impossibile per esempio eliminare i fumi di scarico).

Detto ciò non resta che chiarire alcuni punti più strettamente connessi ai veicoli di nostro interesse, rove e auv. In primo luogo è necessario porre attenzione sull'aspetto che maggiormente distingue i due tipi di veicoli, gli auv sono veicoli autonomi con fonte d'energia installata direttamente a bordo, mentre i rove sono veicoli filoguidati e quindi alimentati a distanza.

Per i primi quindi è di fondamentale importanza ridurre al minimo i consumi o comunque prolungare il range di missione, questo comporta in generale la necessità di rendere il veicolo più snello possibile, cioè di limitare allo stretto necessario tutti i pesi e i volumi (contenitore esterno, payload, moduli di propulsione, moduli di alimentazione, etc.), ma non solo, un'attenzione particolare è, come abbiamo già visto, dedicata alla forma del veicolo onde ridurre la resistenza incontrata nel moto. Inoltre gli auv sono veicoli spesso volte realizzati con struttura modulare.

Questo comporta, in relazione alla propulsione, che gli auv abbiano in generale un unico propulsore ad elica (più raramente due) posto a prua del veicolo e che le dimensioni del propulsore siano legate alla dimensione caratteristica del veicolo (vedremo più avanti per esempio come il coefficiente di scia per l'elica sia legato da relazioni sperimentali al diametro del veicolo).

Per i rov la situazione è decisamente diversa. Abbiamo visto come infatti la struttura tipica dei rov sia essenzialmente open-frame, l'obiettivo è quello di adattare il più possibile il veicolo alla mansione da compiere quindi rendere possibile l'installazione sullo stesso telaio della più svariata strumentazione, cosa che comporta per esempio una variazione del carico (dei pesi), ma anche una variazione della velocità di crociera in relazione alla missione da compiere. Inoltre la stessa struttura open-frame consente l'installazione a bordo di più propulsori (in genere sino ad otto) dedicati al moto orizzontale e se necessario la sostituzione dei propulsori con dei nuovi più appropriati. La progettazione o la scelta del propulsore non è in definitiva un aspetto strettamente critico e la maggior parte dei rov, anche tra quelli progettati per scopi scientifici, montano propulsori già in commercio.

In entrambi i casi comunque il tipo di propulsore è lo stesso e i non molti modelli in commercio riescono a coprire tutto il campo di applicazioni previsto.

2.2 Propulsori utilizzati

Analizzando più nel dettaglio il sistema di propulsione realizzato da motore elettrico direttamente collegato all'elica, tipico dei veicoli subacquei considerati, vediamo che esso è costituito da cinque elementi fondamentali: l'unità di alloggiamento, il motore elettrico, l'elettronica di controllo, l'albero dell'elica con relativa tenuta e l'elica appunto.

L'unità di alloggiamento è costituita da un tubo cilindrico, generalmente di alluminio, chiuso da due protezioni d'estremità smontabili che in genere hanno funzione di supporto per il motore e per l'elettronica e consentono una facile manutenzione interna.

Il motore elettrico, come abbiamo visto, è in genere un motore trifase in corrente continua, o alternata, senza spazzole riempito di olio o di aria, al quale è collegato l'albero dell'elica tramite interposizione di un riduttore di giri. In genere, il tutto è supportato da cuscinetti a sfera posizionati nella zona immediatamente anteriore alla protezione d'estremità.

L'elettronica di controllo distribuisce potenza al motore e trasforma gli input dell'utente riguardanti velocità e direzione del mezzo in una appropriata risposta del motore. La scelta di ciascuno di questi componenti, come è facilmente intuibile, è strettamente connessa alle caratteristiche di tutti i componenti utilizzati

Importante, anche in funzione delle perdite che possono provocare, risultano essere le guarnizioni di tenuta che impediscono all'acqua di penetrare all'interno dell'alloggiamento. La scelta di queste ultime è una caratteristica spesso menzionata dai costruttori di propulsori elettrici, proprio in virtù delle perdite ad esso associate e lì dove è possibile vengono preferite anelli di tenuta magnetici piuttosto che le tradizionali tenute meccaniche per evitare il contatto di superfici striscianti.

Proprio il contatto tra superfici striscianti risulta essere uno degli aspetti determinanti nella progettazione di questi propulsori, determinando l'opportunità di utilizzare motori brushless piuttosto che motori con spazzole, tenute magnetiche piuttosto che meccaniche. L'impossibilità di realizzare una corretta lubrificazione oltre che la difficoltà nello smaltire in maniera efficiente il calore prodotto dal contatto tra le superfici del riduttore di giri rendono anche quest'ultimo un elemento critico del progetto. L'aspetto non è di secondaria importanza se collegato oltre alle perdite di rendimento ad esso associate anche ad aspetti quali rumorosità, presenza di vibrazioni, affidabilità, estremamente importanti nel campo di utilizzo di questi propulsori. Si pensi, in riferimento alla rumorosità, per esempio, all'applicazione di un propulsore in campo militare e all'importanza che questo aspetto può assumere. Non solo, molto discusso è anche l'impatto che questi veicoli, siano essi rovi o auv, hanno sull'alterazione dell'ecosistema marino nello svolgimento delle loro missioni, e il livello di rumorosità è un aspetto cruciale ad esso associato.

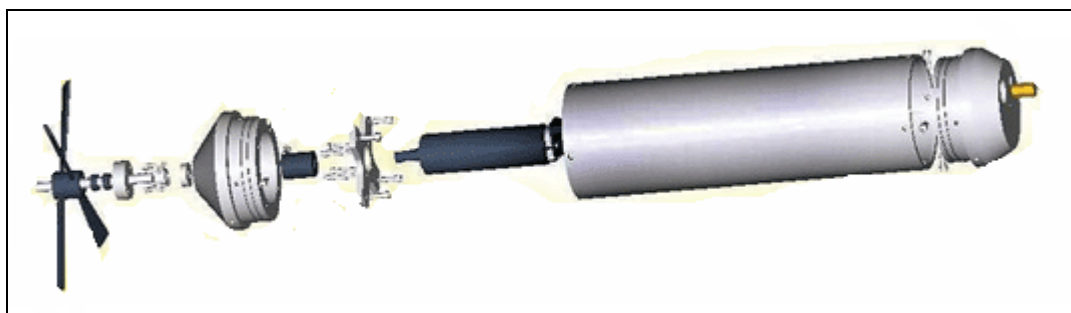


Figura 2.1. Vista esplosa di un piccolo propulsore ad elica

Soffermandoci a questo punto sulle esigenze direttamente connesse all'azione propulsiva, per esempio è evidente che la scelta del motore utilizzato deve tener conto della velocità di ottimo funzionamento dell'elica, necessità presente in tutti tipi di propulsione ad elica come è quella considerata.

Per questo nella parte finale di questo capitolo verrà affrontata un'analisi più dettagliata di un sistema propulsivo ad elica, anche in forma teorica, dalla quale emergono i parametri globali di funzionamento, le relative dipendenze con i parametri geometrici dell'elica e alcune curve caratteristiche di prestazione dell'elica.

Per il momento, dopo aver descritto i componenti fondamentali del nostro sistema di propulsione e i relativi principi base di funzionamento può essere utile completare l'esposizione riportando un esempio significativo di assemblaggio di tali componenti al fine di realizzare un propulsore adatto

alle proprie specifiche esigenze. Tale esempio è tratto da uno studio condotto dal “Programma ROV dell’Università di Santa Clara” sullo sviluppo di un propulsore low-cost.

Punti chiave di tale studio sono, le dimensioni del veicolo sul quale il propulsore deve essere installato e la necessità di realizzare un apparato di tipo low cost appunto, ossia un apparato dai costi contenuti.

In particolare le dimensioni del veicolo, in questo caso si è scelto uno small ROV, determinano il primo output richiesto al propulsore ossia fornire una spinta compresa tra 5.7 e 11.3 lbs, necessaria a far viaggiare tale ROV ad una velocità pari a 3 ft/s.

Viene scelta come disposizione ottimale una configurazione con due propulsori allineati parallelamente alla lunghezza del veicolo e sulla base della spinta richiesta ad ogni propulsore si stima che sia necessario un motore capace di erogare una potenza di circa 50 W.

A questo proposito è necessario ricordare che lo studio ha come obiettivo quello di realizzare un propulsore low cost che migliori le prestazioni o al limite diminuisca i costi, rispetto a prototipi già realizzati da altri team all’interno del programma ROV dell’Università di Santa Clara, per cui tutta una serie di dati sperimentali già a disposizione del team hanno reso più agevole e immediato il nuovo studio.

Scelta la configurazione ottimale e determinata la spinta richiesta al propulsore, il passo successivo consiste nel valutare il miglior accoppiamento possibile tra motore elettrico e controller di velocità, in virtù proprio del fatto che alcuni motori hanno specifici requisiti in relazione al controller.

In questo caso si è preferito scegliere il controller, il che ha determinato come ulteriore output da soddisfare per il motore, un funzionamento con intensità di corrente inferiore ai 3A (il picco di corrente supportato dal controller “LMD18200” scelto).

Infine viene considerato come output necessario per la scelta del motore elettrico una velocità di rotazione di circa 700-800 RPM in assenza di carico.

Tale scelta si basa chiaramente sulla necessità di accoppiare il motore con un’elica adeguata al ROV e viene effettuata semplicemente considerando la velocità ottimale dell’elica stimata sui propulsori già progettati all’interno dell’università. Essendo questa velocità in condizioni di regime circa 300-400 RPM e volendo far lavorare il motore lontano dalle condizioni di picco si è giunti al requisito sopra elencato.

Fissati i requisiti fondamentali è stato possibile prendere in considerazione diverse alternative che sulla base di ulteriori test, condotti con semplici apparecchiature realizzate dallo stesso team, hanno portato alla progettazione di un propulsore con prestazioni effettivamente migliori rispetto a quelle ottenute dai propulsori in precedenza realizzati all’interno dell’università.

Senza scendere nei dettagli sulle alternative analizzate, possiamo notare che anche in questo caso, tra i tanti fattori considerati, la guarnizione dell'albero motore, che impedisce all'acqua di penetrare nell'unità di alloggiamento, è considerato uno dei componenti maggiormente critici del sistema; per questo vengono sottoposti a test più motori elettrici in corrente continua, con e senza spazzole, air-filled o oil-filled.

Per quanto concerne i test realizzati, infine, è sufficiente ricordare che sono state realizzate due apposite apparecchiature, una per la determinazione delle prestazioni senza carico e una per la determinazione della prestazioni sotto carico, in condizioni più vicine possibile a quelle di lavoro del ROV. In particolare la seconda è stata realizzata collegando ogni motore ad alberi con diverse configurazioni d'elica, cioè alberi a singola o doppia elica e eliche di diverso diametro, poste in una vasca riempita d'acqua.

Nella tabella 2.1 sono evidenziati i risultati significativi di questo test per il motore considerato ottimale per il progetto, ossia un motore in corrente continua con spazzole air-filled. Per questo motore, tutte le configurazioni a singola elica hanno valori della velocità RPM costanti e vicini a quelli considerati ottimali, per cui un elica 10x6 (diametro x passo) che, da tabella, richiede una corrente di 2.8 A a 24 V, quindi entro i limiti imposti dalla scelta del controller sarà senza dubbio la soluzione ideale. Va però ricordato che prestazioni migliori erano state ottenute con motori senza spazzole oil-filled, che come abbiamo già sottolineato sono i più utilizzati, e solo l'esigenza di contenere il costo del propulsore entro un determinato budget hanno escluso questa alternativa.

Configurazione dell'elica	Diametro d'elica (in)	Passo d'elica (in)	Intensità di corrente (A)	Potenza (W)	Spinta (lbs)
singola	7	5	1.00	24	4.6
singola	8	6	1.90	45.6	6.6
singola	10	6	2.80	67.2	9.6
doppia	8	5 e 6	2.60	62.4	7.9
doppia	10	5 e 6	3.70	88.8	11

Tabella 2.1

2.3 Prestazioni e caratteristiche dei propulsori in uso

Obiettivo di questo paragrafo è quello di aver un quadro più completo sulle caratteristiche fisiche (pesi e ingombro) e di funzionamento (spinta fornita, velocità di esercizio, potenza richiesta) e di dedurre le prestazioni per i propulsori subacquei con particolare attenzione ai modelli in

commercio. Per farlo introduciamo innanzitutto alcune relazioni che ci saranno utili nel seguito. In particolare definiamo :

$$\text{Potenza di spinta} \quad \Rightarrow P = T \cdot v \quad [\text{Kw}] \quad (2.1)$$

dove

T = spinta [N] e v = velocità del veicolo [m/s] ;

$$\text{Potenza elettrica richiesta} \quad \Rightarrow P_e = V \cdot I \quad [\text{Kw}] \quad (2.2)$$

dove

V = tensione [Volt] e I = intensità di corrente [A] ;

$$\text{Rendimento del propulsore} \quad \Rightarrow \eta_p = \frac{P_s}{P_e}. \quad (2.3)$$

Le relazioni sopra riportate ci consentono di ottenere immediatamente un rendimento del propulsore nel suo complesso prendendo in considerazione solo pochi parametri estrapolabili dai grafici offerti dai costruttori di propulsori. In esso non sono ovviamente comprese le perdite dei sistemi di accumulazione di energia per gli auv e le perdite per il trasporto d'energia tramite i cavi di alimentazione per i veicoli rov, ma questo ha relativa importanza per il nostro studio in quanto si tratta di perdite ineliminabili. Il rendimento totale di propulsione sarà in ogni caso inferiore a quello considerato.

Prima di analizzare più nel dettaglio tali prestazioni occorre fare due precisazioni di carattere generale. Innanzitutto occorre osservare che dall'analisi dei propulsori in commercio non è possibile individuare i valori del massimo rendimento per una particolare tipologia di propulsori, questi dipendono infatti da diversi parametri e possono essere ottenuti soltanto da un perfetto matching tra veicolo, applicazione e propulsore in esame, quindi da un propulsore progettato ad hoc. Per questo tale valore massimo del rendimento non verrà indagato nella seguente trattazione, ma sarà analizzato piuttosto l'andamento dei valori del rendimento in funzione dei parametri di funzionamento. È sufficiente ricordare a questo proposito che i valori del massimo rendimento per un propulsore elettrico in corrente continua in letteratura raggiungono il 40% mentre di seguito il massimo valore estrapolato sarà leggermente superiore al 30%.

Per ultimo occorre osservare che il valore più alto di spinta prodotto per un propulsore subacqueo si riferisce sempre alla condizione di galleggiamento del veicolo (veicolo con velocità nulla), condizione decisamente particolare per lo studio in esame. Anche in questo caso non sarà presa in

considerazione un'analisi delle prestazioni per tale valore della velocità, se pure sarà utile riportare il massimo valore di spinta.

2.3.1 Propulsori elettrici

Analizziamo due modelli di propulsori prodotti dalla Tecnadyne, una delle aziende leader nel settore, di dimensioni molto differenti, onde verificare se esiste per esempio un effetto scala, e in base alle curve a disposizione ne deduciamo le prestazioni. Ogni propulsore è identificato da un numero seguito da sigla alfanumerica che ne indica le caratteristiche principali (voltaggio, profondità massima di esercizio, e così via).

Modello 8020

È un propulsore di grandi dimensioni, il più potente costruito dalla Tecnadyne (potenza massima di esercizio 12.9 Kw), costituito da un motore elettrico in corrente continua senza spazzole. È possibile inserire l'elettronica di controllo all'interno del corpo costituito da un cilindro di alluminio oppure allocare la parte elettronica in remoto e riempire il cilindro di olio per compensare meglio le differenze di pressione. Un'altra caratteristica tipica di questi propulsori e della maggior parte di quelli in commercio è la capacità di funzionare in direzione inversa anche se con prestazioni in generale inferiori. L'albero dell'elica è accoppiato al motore elettrico ad alto numero di giri tramite un riduttore di velocità planetario con rapporto di riduzione 6.7/1.



Figura 2.3 Propulsore modello 8020 Tecnadine

Il propulsore può funzionare per un amperaggio massimo di 41 A e per una differenza di potenziale compresa tra 150 vdc e 330 vdc. La figura seguente (2.2) riporta in grafico l'andamento della spinta

prodotta dal propulsore in funzione della intensità di corrente richiesta (e per un voltaggio standard di esercizio) per vari valori della velocità del veicolo. Abbiamo da esso estratto i valori della potenza richiesta e della potenza fornita per due diversi valori di spinta in maniera tale da dedurne il rendimento in diverse condizioni di funzionamento. Le tabelle 2.3(a,b) sintetizzano i risultati.

La tabella 2.2 sintetizza le caratteristiche dimensionali del modello.

Lunghezza totale	54.4 cm
Diametro del corpo	15 cm
Diametro dell'elica	30 cm
Peso in aria	25.5 Kg
Peso in acqua	15.5 Kg
Voltaggio standard	300 Vdc
Spinta massima in avanti	230 Kg
Spinta in direzione opposta	132 Kg
Profondità di esercizio	750 m

Tabella 2.2

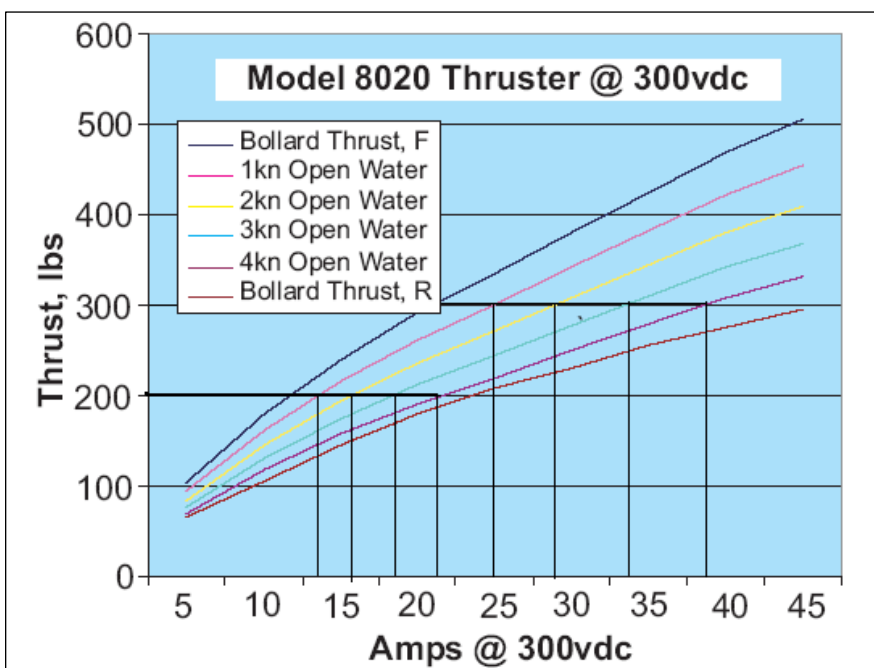


Figura 2.2

Spinta [Kg]	90.72 (200lbs)	90.72 (200lbs)	90.72 (200lbs)	90.72 (200lbs)
Velocità [m/s]	0.5	1	1.5	2
Intensità corrente [A]	11	13.5	16	19
Potenza richiesta P [W]	3300	4050	4800	5700
Potenza di spinta P _e [W]	445	890	1334	1780
Rendimento η_p	0.135	0.22	0.28	0.31

Tabella 2.3a

Spinta [Kg]	136.08 (300lbs)	136.08 (300lbs)	136.08 (300lbs)	136.08(300lbs)
Velocità [m/s]	0.5	1	1.5	2
Intensità corrente [A]	22.5	26.5	31.5	36.5
Potenza richiesta P [W]	6675	7950	9450	10950
Potenza di spinta P _e [W]	667	1334	2000	2667
Rendimento η_p	0.10	0.17	0.21	0.24

Tabella 2.3b

Modello 1020

Valgono tutte le considerazioni fatte per il modello 8020 con l'unica differenza che questo è il modello più piccolo della serie (potenza massima di 955 W). È uno dei primi modelli progettati dalla Tecnadyne, è attualmente in commercio e garantisce prestazioni paragonabili agli altri propulsori in commercio delle stesse dimensioni, ma occorre dire che la stessa azienda a messo a punto un'evoluzione dello stesso (modello 1060) più performante. Lavora per voltaggi compresi tra 48 vdc e 330 vdc con una intensità di corrente massima di 6.1 A. Il rapporto di riduzione realizzato dal riduttore di giri planetario è di 6/1.

Lunghezza totale	34 cm
Diametro del corpo	6.7 cm
Diametro dell'elica	15.3 cm
Peso in aria	2.7 Kg
Peso in acqua	2 Kg
Voltaggio standard	150 Vdc
Spinta massima in avanti	22.7 Kg
Spinta in direzione opposta	14.5 Kg
Profondità di esercizio in cond. standard	850 m
Profondità di esercizio con olio	1500 m

Tabella 2.4

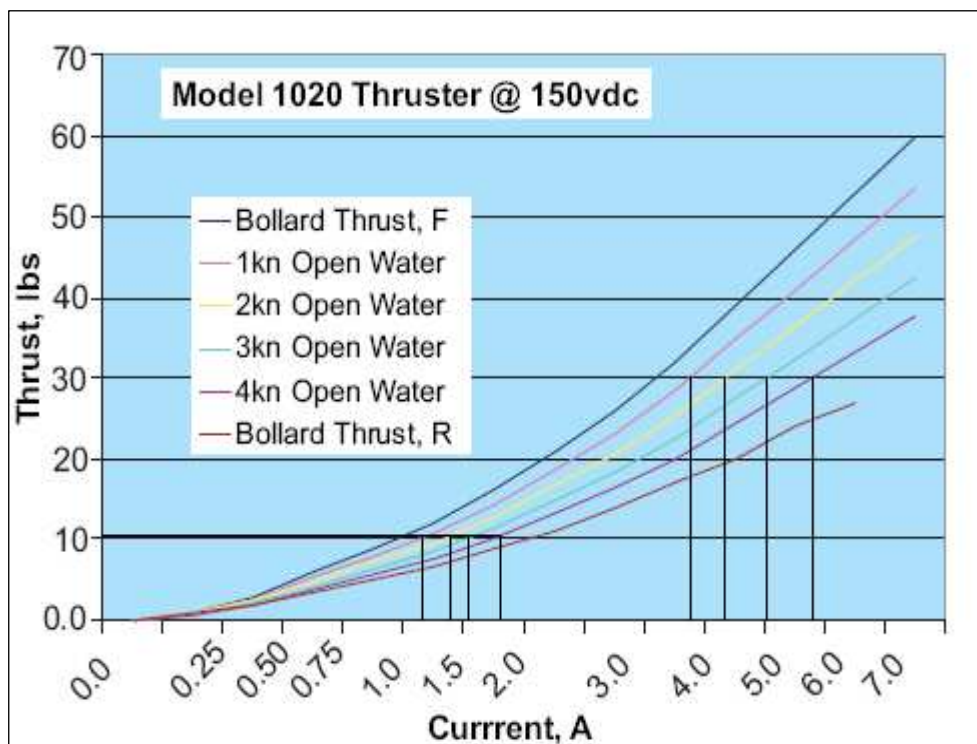


Figura 2.3

Spinta [Kg]	4.54 (10lbs)	4.54 (10lbs)	4.54 (10lbs)	4.54 (10lbs)
Velocità [m/s]	0.5 (1kn)	1 (2kn)	1.5 (3Kn)	2 (4kn)
Intensità corrente [A]	1.15	1.4	1.55	1.8
Potenza richiesta P [W]	172.5	210	232	270
Potenza di spinta P_e [W]	22.5	44.5	67.8	89
Rendimento η_p	0.13	0.21	0.30	0.33

Tabella 2.5a

Spinta [Kg]	13.61 (30lbs)	13.61 (30lbs)	13.61 (30lbs)	13.61 (30lbs)
Velocità [m/s]	0.5	1	1.5	2
Intensità corrente [A]	3.8	4.2	5	5.8
Potenza richiesta P [W]	570	630	750	870
Potenza di spinta P_e [W]	66.7	133.4	200	266.8
Rendimento η_p	0.12	0.21	0.27	0.31

Tabella 2.5b

2.3.2 Propulsori idraulici

I propulsori oleodinamici, come abbiamo visto, costituiscono l'unica vera alternativa ai propulsori elettrici per la movimentazione dei veicoli subacquei cosiddetti "unmanned". Lo schema di funzionamento è piuttosto semplice, un motore elettrico aziona una pompa volumetrica che manda in pressione un fluido (un olio), quest'ultimo viene inviato successivamente in un pistone motore che fa girare l'asse dell'elica. In generale la fonte di energia, HPU (hydraulic power unit), può essere subacquea o installata a terra, per questo è in teoria possibile utilizzare tale sistema di propulsione sia per veicoli filoguidati che per veicoli autonomi. Nella pratica i propulsori idraulici vengono utilizzati soltanto per azionare veicoli rov di grandi dimensioni, mentre per i veicoli auv, o comunque per rov di dimensioni e peso contenuti, si utilizzano propulsori elettrici e la tendenza

negli ultimi anni è quella di sostituire i propulsori oleodinamici con questi ultimi in ogni applicazione ove sia possibile.

Nel definire le caratteristiche di funzionamento dei propulsori elettrici abbiamo visto come il loro utilizzo sia limitato dalla possibilità di garantire una spinta massima in genere contenuta entro i 1500 N e questo costituisce il vero limite di utilizzo tra le due tipologie di propulsori. Con i propulsori idraulici è possibile raggiungere spinte di 8500 N. In ogni caso è possibile individuare tra i due differenti modelli di propulsori una serie di differenze pratiche che comportano relativi vantaggi (o svantaggi) di un modello rispetto all'altro. I principali sono sintetizzati nelle tabelle seguenti:

propulsore elettrico	
vantaggi	svantaggi
Facilità e velocità di manutenzione	Potenza e spinta massima contenute
Miglior rendimento	Impossibilità di adattare il propulsore alle condizioni di funzionamento e al veicolo sul quale viene installato (lo si può al limite sostituire del tutto)
Peso e dimensioni contenute	

Tabella 2.6

Nella tabella 2.6 viene indicato come potenziale svantaggio del propulsore elettrico l'impossibilità di adattarsi alle condizioni di funzionamento del veicolo, laddove questo costituisce uno dei vantaggi dei propulsori idraulici. Con questo punto si è voluto sottolineare uno degli aspetti maggiormente pubblicizzati dai produttori di propulsori idraulici, ossia la possibilità di abbinare diverse eliche ad uno stesso motore e con questo creare le condizioni di funzionamento ottimali del propulsore in relazione, per esempio alla spinta richiesta o alla velocità del veicolo. Per questo, oltre che per la maggiore potenza in genere richiesta ad un propulsore idraulico, la tendenza nella realizzazione di tali sistemi di propulsione, è quella di fornire elementi con diametro dell'elica anche di molto superiore ai rispettivi propulsori elettrici.

È indubbio che lo svantaggio maggiore dei propulsori idraulici sia costituito dal loro basso rendimento, mentre infatti per un propulsore elettrico ottimizzato è possibile arrivare ad un rendimento di circa il 40%, per un propulsore idraulico è difficile superare il 15%.

propulsore idraulico	
vantaggi	svantaggi
Spinta elevata	Basso valore del rendimento
Capacità di adattamento alle condizioni di funzionamento del veicolo	Manutenzione non sempre agevole
Capacità di spinta in entrambi i sensi di direzione con differenze contenute sempre entro il 5%	Un più elevato numero di elementi in movimento
	Peso elevato

Tabella 2.7

Una piccola precisazione va fatta in relazione alla capacità di offrire una adeguata spinta in entrambe le direzioni; questo è sempre valido nel caso di propulsori idraulici, nel caso invece di propulsori elettrici occorre fare distinzione tra propulsori in corrente continua (anch'essi possono garantire valori di spinta compresi entro il 5% in entrambi le direzioni) e motori in corrente alternata. Questi ultimi garantiscono comunque una spinta massima minore rispetto ai propulsori in corrente continua. Di seguito sono riportati, una tabella che sintetizza alcune caratteristiche dei propulsori idraulici e due grafici che ne evidenziano le prestazioni in relazione ad un particolare modello, riportati su un catalogo tecnico offerto dalla Schilling, una delle maggiori aziende del settore.

Preferred Range						
Model	Propeller Diameter mm	Motor Displacement cc	Bollard Thrust @ 250bar kgf	Weight in Air kg	Weight in Water kg	Mount
SA-300-30	300	28.1	370	18	10	Flange
SA-380-40	385	37.7	460	27	14	Flange
SA-420-60	420	58.2	590	34	17	Flange
SA-500-110	500	110.1	850	59	31	Flange

Tabella 2.8. Caratteristiche dimensionali e di spinta dei quattro modelli standard di propulsori Sub-Atlantic. Ogni modello è caratterizzato dalla sigla SA e da due cifre che indicano diametro dell'elica e dimensione del motore.

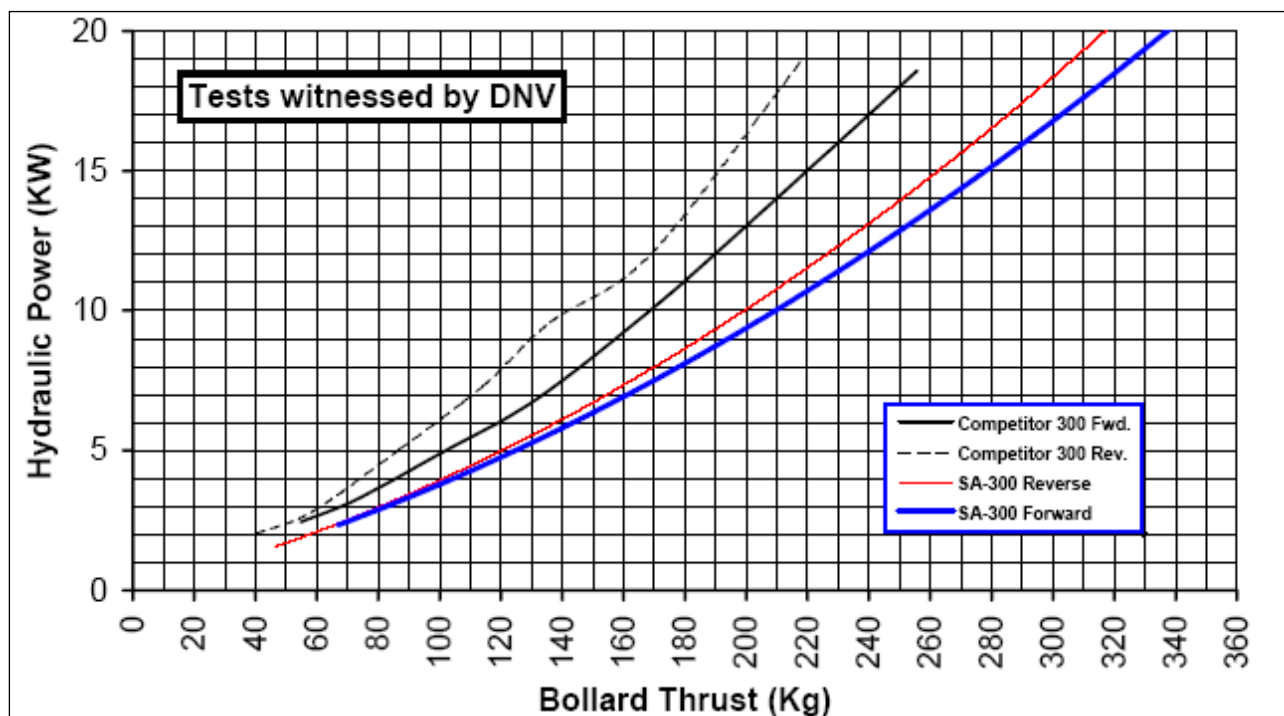


Figura 2.4 Potenza idraulica richiesta verso spinta di galleggiamento per il propulsore con elica di 300 mm in entrambe le direzioni. La figura mostra anche le stesse prestazioni per propulsori realizzati da competitor.

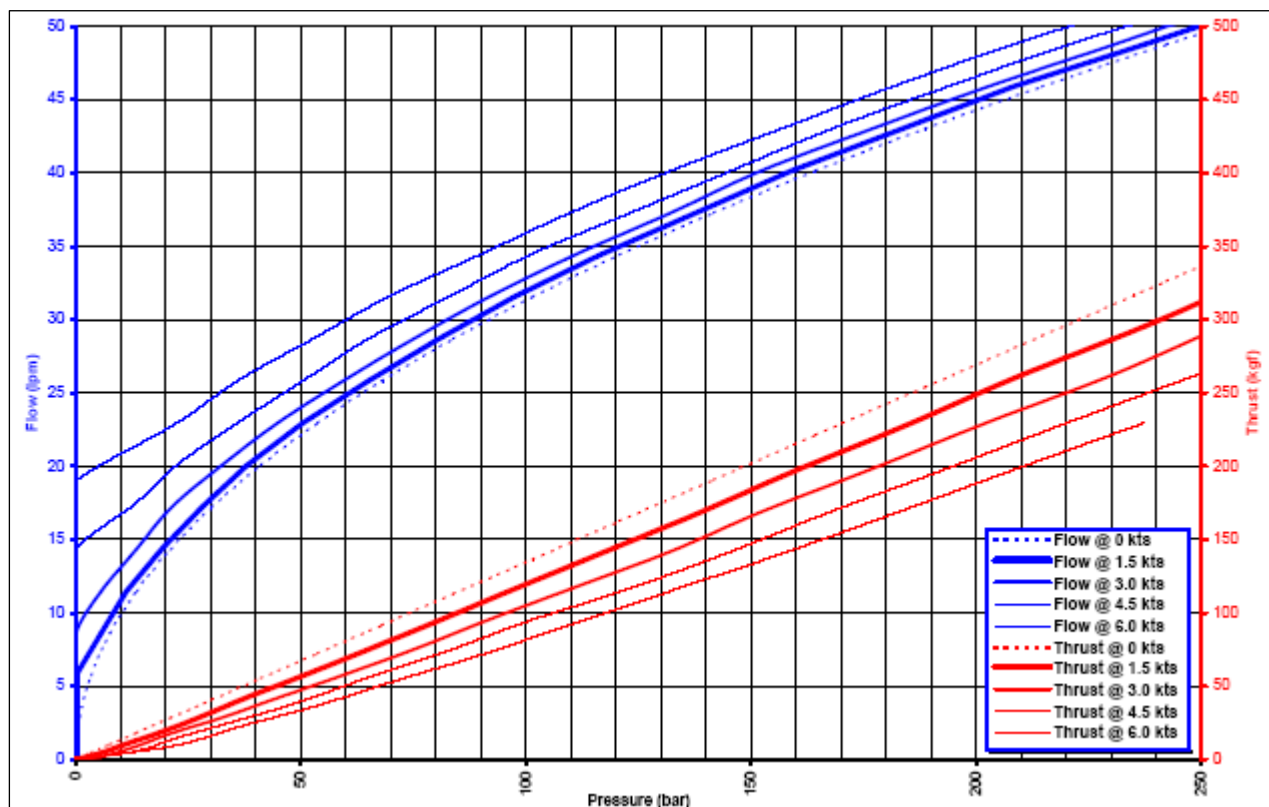


Figura 2.5 Curve di prestazione del propulsore SA 300-30. Esprimono la spinta prodotta a diverse velocità in funzione dei valori di pressione e portata richiesti dallo stesso propulsore.

2.4 Elica marina

L'elica è un organo capace di trasformare la potenza meccanica disponibile di un albero rotante in variazione della quantità di moto di un fluido. Tale variazione della quantità di moto impartita al fluido genera, per il principio di azione e reazione, una spinta.

L'elica è, in particolare, un sistema propulsivo a flusso assiale estesamente diffuso sia in ambito navale che in ambito aeronautico. Nella seguente trattazione si prenderanno in considerazione soltanto le eliche marine.

Un'elica è costituita da un limitato numero di profili alari o pale dell'elica, in genere non superiore a 6-7 unità, e da un mozzo sul quale le pale sono calettate. In molti casi è anche prevista una struttura statica tubolare, esterna alle pale, nozzle, che stabilizza il flusso e ne aumenta le prestazioni.

Nelle normali condizioni di funzionamento l'elica avanza nel fluido con un moto elicoidale uniforme e vettori caratteristici V_a e ω , rispettivamente velocità di avanzo e angolare. Nel moto relativo, la perturbazione generata è quella indotta da una corrente uniforme, di velocità asintotica - V_a , e che investe l'elica rotante con velocità ω .

Un elica si dice a punto fisso quando $V_a = 0$, si dice avanzante se $V_a \neq 0$. Sperimentalmente è possibile osservare che nel caso di elica a punto fisso tutto il fluido partecipa al moto, precipitando su di essa da ogni parte e fluendo a valle di essa nella scia; nel caso di elica avanzante è d'uso in genere prolungare la scia anche a monte dell'elica intendendo in tal caso che solo una parte del flusso prende parte al moto.

In generale, è possibile concludere che il movimento dell'elica imprime al fluido incrementi di velocità scomponibili in tre direzioni: assiali, tangenziali intorno all'asse e radiali; per effetto di tali variazioni di velocità l'elica subisce delle azioni dinamiche da parte del fluido, riconducibili ad una forza ed a un momento le cui componenti lungo l'asse sono la spinta T e la coppia Q .

2.4.1 Analisi monodimensionale semplificata

Un'analisi monodimensionale semplificata consente di analizzare l'elica ed i fenomeni ad essa associata prescindendo dalla forma della stessa, considerando cioè un tipo qualsiasi di propulsore a getto.

In questo caso quindi l'elica viene rappresentata da un semplice "disco" (la teoria considerata è anche nota come *teoria del disco attuatore*) o da un meccanismo analogo capace di impartire al fluido che lo attraversa un improvviso incremento di pressione. Le componenti della velocità tangenziali e radiali verranno trascurate. Facciamo le seguenti ipotesi semplificative necessarie :

- il fluido sia perfetto, ossia privo di viscosità.
- il disco impartisce un'accelerazione uniforme a tutto il fluido che l'attraversa, per cui la spinta che ne deriva sia uniformemente distribuita. Il flusso è assunto uniforme su ogni sezione ortogonale alla direzione del moto
- ci sia un flusso illimitato di acqua sull'elica.

Indichiamo con A_0 la sezione del disco che rappresenta l'elica e facciamo in modo che questa sezione, ferma, sia attraversata da una corrente di velocità $-V_a$. La sezione A_{0-} si troverà immediatamente prima della sezione A_0 , mentre la sezione A_{0+} sarà la sezione immediatamente a valle. Tra le due sezioni il disco ha creato una differenza finita di pressione $\Delta p = p'' - p'$.

Consideriamo inoltre la sezione A_1 all'infinito a monte e A_2 all'infinito a valle, e siano, p_0 il valore della pressione su entrambe e V_a e $V_a + u_a$ le velocità rispettivamente. La sezione A_0 è attraversata alla velocità $V_a + u'_a$.

Poichè tra le sezioni A_1 ed A_{0-} e tra le sezioni A_{0+} e A_2 non c'è scambio di lavoro possiamo applicare tra esse il teorema di Bernoulli ed ottenere (figura 2.7):

$$p_0 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_a^2 = p' + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (V_a + u'_a)^2 \quad (3.4)$$

$$p'' + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (V_a + u'_a)^2 = p_0 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot (V_a + u_a)^2 \quad (3.5)$$

e sottraendo membro a membro

$$\Delta p = p'' - p' = u_a \cdot \rho \cdot (V_a + \frac{u_a}{2})^2 \quad (3.6)$$

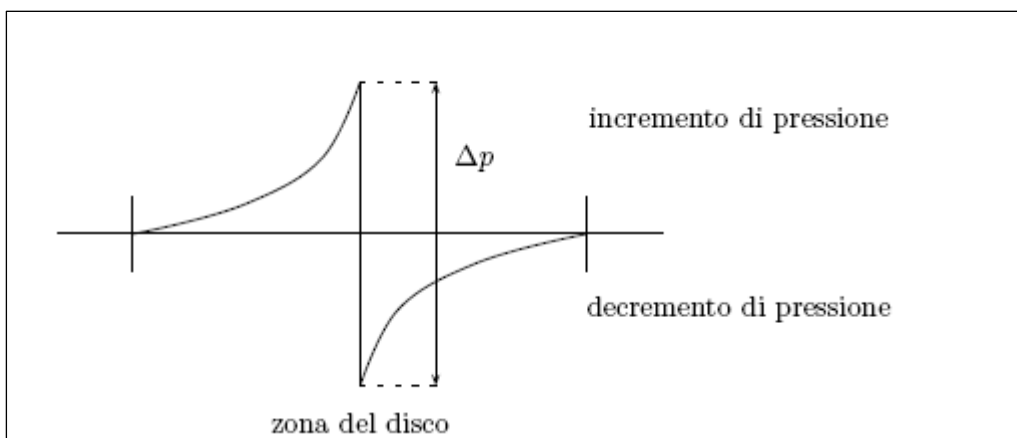


Figura 2.6 Andamento della pressione nell'attraversamento del disco attuatore.

da cui

$$T = \Delta p \cdot A_0 = u_a \cdot \rho \cdot (V_a + \frac{u_a}{2})^2 \cdot A_0 \quad (3.7)$$

Ricordando inoltre che tra le sezioni A_1 ed A_2 deve essere rispettata l'equazione di continuità della massa, che per un fluido incompressibile si può scrivere:

$$A_0 \cdot \rho \cdot (V_a + u'_a) = A_1 \cdot \rho \cdot V_a = A_2 \cdot \rho \cdot (V_a + u_a)$$

la variazione della quantità di moto subita nel tempo unitario del fluido che passa dalla sezione A_1 alla sezione A_2 , risulta essere :

$$F = m \cdot \frac{dv}{dt} = A_0 \cdot \rho \cdot (V_a + u'_a) \cdot u_a \quad (3.8)$$

Quest'ultima, nell'ulteriore ipotesi che sia nulla la risultante delle pressioni esterne agenti sulla superficie esterna della vena fluida compresa tra le sezioni all'infinito a monte e all'infinito a valle, è pari, per il principio di azione e reazione, al valore assoluto della spinta T .

Uguagliando, otteniamo:

$$A_0 \cdot \rho \cdot (V_a + u'_a) \cdot u_a = u_a \cdot \rho \cdot (V_a + \frac{u_a}{2})^2 \cdot A_0 \Rightarrow u'_a = \frac{u_a}{2} \quad (3.9)$$

cioè metà dell'incremento di velocità acquistato dal fluido, tra le sezioni infinitamente a monte e infinitamente a valle, avviene prima della sezione A_0 mentre l'altra metà dopo l'attraversamento dell'elica (*teorema di Froude*).

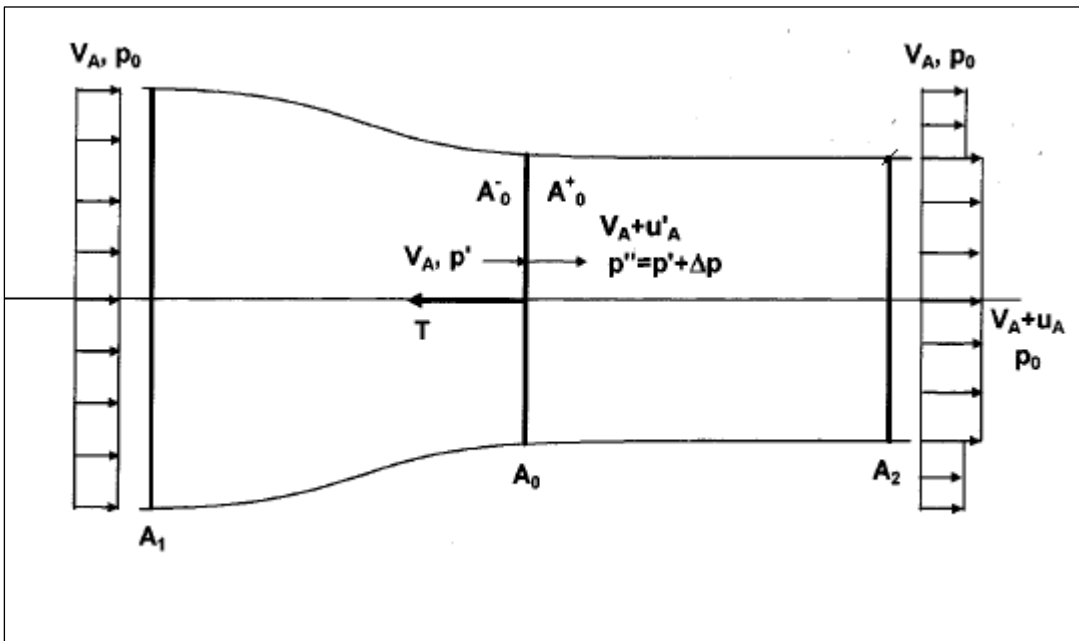


Figura 2.7 Analisi monodimensionale del flusso che attraversa l'elica

Valutiamo ora il rendimento ideale associato alla trasformazione, considerando l'aumento di energia cinetica del fluido nell'attraversare l'elica e il lavoro ideale fatto dall'elica in assenza di resistenze passive; risulta:

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot A_0 \cdot \rho \cdot (V_a + u_a) \cdot [(V_a + u_a)^2 - V_a^2] = A_1 \cdot \rho \cdot V_a = \frac{1}{2} \cdot A_0 \cdot \rho \cdot (V_a + \frac{u_a}{2})^2 = T \cdot (V_a + \frac{u_a}{2})$$

e per l'energia associata alla spinta dell'elica

$$E_e = T \cdot (V_a + u_a)$$

da cui

$$\eta_i = \frac{T \cdot (V_a + \frac{u_a}{2})}{T \cdot (V_a + u_a)} = \frac{1}{1 + \frac{u_a}{2 \cdot V_a}} \quad (3.10)$$

L'espressione del rendimento ideale ci offre già un'indicazione utile nell'effettuare la scelta dell'elica, in quanto è evidente dalla relazione sopra scritta che si ottiene un rendimento tanto maggiore quanto minore è la differenza di velocità impresso al fluido e questo a parità di spinta può essere ottenuta aumentando l'area del disco e quindi il diametro dell'elica.

Più in generale si può affermare che è conveniente avere grandi masse e piccole accelerazioni anziché l'inverso.

È spesso utile fare riferimento ad opportuni coefficienti che rendano l'espressione del rendimento più generale quindi facilmente utilizzabile; definiamo così:

- *regresso* $s = \frac{u_a}{V_a}$ *l'incremento di velocità subito dal fluido tra le sezioni 1 e 2*

- *coefficiente di spinta* $C_t = \frac{T}{\frac{\rho}{2} \cdot A_0 \cdot V_a^2}$

Sarà quindi, dopo alcuni semplici passaggi:

$$C_t = (1 + \frac{s}{2}) \cdot s \quad \text{e} \quad \eta_i = \frac{1}{1 + \frac{s}{2}} = \frac{2}{1 + \sqrt{C_t + 1}} = \frac{2}{1 + \sqrt{\frac{T}{\frac{\rho}{2} \cdot A_0 \cdot V_a^2} + 1}} \quad (3.11)$$

L'ultima espressione, relazione tra rendimento ideale η_i e coefficiente di spinta C_t , può essere considerata un semplice criterio comparativo tra due eliche diverse, cioè con diverso valore di C_t , da cui risulta evidente come eliche più caricate abbiamo rendimento inferiore rispetto ad eliche con un basso coefficiente di spinta.

Ricaviamo ancora l'espressione che lega la potenza assorbita e la spinta impressa nel caso di un propulsore ideale:

$$P = \frac{\text{lavoro} \cdot \text{utile} \cdot \text{ottenuto}}{\text{rendimento} \cdot \text{ideale}} = \frac{T \cdot V_a}{\eta_i} = T \cdot V_a \cdot \frac{1 + \sqrt{C_t + 1}}{2} \quad (3.12)$$

se V_a è molto piccolo, C_p sarà molto grande rispetto all'unità per cui si potrà scrivere

$$P = T \cdot V_a \cdot \frac{\sqrt{C_t}}{2} = T \cdot V_a \cdot \frac{\sqrt{\frac{T}{\frac{\rho}{2} \cdot A_0 \cdot V_a^2}}}{2}$$

da cui si ricava

$$\frac{T}{P} \cdot \sqrt{\frac{T}{A_0 \cdot \rho}} = \sqrt{2} \quad (3.13)$$

valore valido per eliche ideali. Per eliche reali è ben inferiore.

Abbiamo all'inizio della nostra analisi considerato trascurabili le componenti della velocità tangenziali, considerando il flusso come assiale. Nella realtà abbiamo visto come il flusso attraversante l'elica sia elicoidale e come le componenti della velocità non assiali non contribuiscano ad aumentare la spinta fornita dall'elica ma rappresentino a tutti gli effetti una perdita, per questo l'espressione del rendimento ideale appena calcolata deve essere in realtà corretta.

2.4.2 Coefficienti e parametri caratteristici delle eliche

La teoria appena descritta, viene anche denominata teoria impulsiva semplice in contrapposizione alla teoria impulsiva complessa che tiene conto anche delle componenti della velocità rotazionali.

Senza affrontare nei dettagli tale teoria ci è sufficiente ricordare come l'espressione del rendimento appena scritta debba essere sostituita per tener conto della velocità rotazionale del flusso, dalla seguente espressione :

$$\eta_i = \frac{1 - a'}{1 + \frac{s}{2}} \quad (3.14)$$

L'espressione del rendimento appena scritta contenendo al numeratore il fattore $1 - a'$, sempre minore all'unità, tiene conto della variazione del momento della quantità di moto che non contribuisce ad aumentare la spinta fornita dall'elica.

Nella trattazione considerata sino a questo punto non è stata presa in considerazione la forma e la struttura dell'elica, essendosi sempre fatto riferimento ad un disco.

Nella realtà occorre chiaramente considerare il fatto che l'elica sia costituita da un numero finito di pale e che il lavoro fornito dal fluido $T \cdot V_a$ è soltanto una parte di quello speso dall'elica rotante ad una velocità di rotazione n .

Suddividiamo quindi ciascuna pala in strisce elementari dal bordo di ingresso a quello di uscita, ed esaminiamo le forze agenti su ciascuna striscia conoscendo la velocità relativa tra la striscia e l'acqua e le caratteristiche della forma della sezione. Ogni forza elementare può essere pensata come composta da un elemento di spinta dT e da un momento dQ giacente nel piano di rotazione, i cui integrali lungo R estesi a tutta la pala forniscono la spinta T e il momento Q risultanti.

Per tener conto di questo si introduce il *rendimento dell'elica isolata* η_0 , dato da:

$$\eta_0 = \frac{T \cdot V_a}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q} \quad (3.15)$$

tale espressione del rendimento non è altro che il rendimento di un'elica che lavora lontano dalla carena e quindi non risente dell'influenza della stessa sul flusso d'acqua che la investe. In generale η_0 può essere stimato con prove in vasca.

Inoltre la definizione di opportuni coefficienti fluidodinamici adimensionali è indispensabili per rappresentare le curve caratteristiche di prestazione di un elica. Consideriamo quindi :

$$- J = \frac{V_a}{n \cdot D} \quad \text{Coefficiente di Avanzamento } ([n] = \text{giri/s});$$

$$- K_t = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} \quad \text{Fattore di carico di spinta ;}$$

$$- K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \quad \text{Fattore di coppia ;}$$

$$- K_p = \frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} \quad \text{Fattore di potenza ;}$$

tra il coefficiente di spinta e il fattore di carico di spinta sussiste la relazione

$$C_t = \frac{8 \cdot K_t}{\pi \cdot J}.$$

L'utilizzo dei coefficienti K_t , K_Q e K_p è preferibile rispetto all'uso degli analoghi coefficiente C_t , C_Q e C_p in quanto questi ultimi hanno valore infinito per $V_a = 0$ e questa è una ipotesi che può verificarsi nella realtà (caso dell'elica ferma).

Per analizzare meglio le condizioni di funzionamento dell'elica, può essere utile disegnare i triangoli di velocità.

Si consideri la sezione cilindrica di pala al raggio R ; sia p il suo passo geometrico e c la lunghezza della corda. Se si disegna il triangolo rettangolo avente cateti pari a p e a $2\pi R$, l'ipotenusa costituirà l'arco completo di elica cilindrica di passo p e raggio R , sviluppato nel piano.

Ad essa appartiene, per un tratto di lunghezza c , la corda della sezione, usualmente riportata sul triangolo.

Se i due cateti sono moltiplicati per il numero di giri n dell'elica, il triangolo geometrico diventa un particolare triangolo delle velocità, dove $n \cdot p$ è la velocità assiale, $2\pi R n$ è la velocità periferica e l'ipotenusa è la velocità complessiva del flusso che investe la pala.

Nel moto relativo $n \cdot p$ è la velocità assiale della corrente uniforme; considerando anche la rotazione dell'elica resta definita la velocità complessiva tra il fluido e la sezione di pala V_{ra} detta velocità relativa apparente:

$$V_{ra} = \sqrt{(np)^2 + (2\pi R n)^2}$$

L'angolo φ definito dalla relazione :

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{p}{2\pi R}$$

è l'angolo del *passo geometrico*.

La quantità $n \cdot p$ è anche l'avanzo unitario con il quale una vite di passo p si sposta nella sua madrevite. In generale, la velocità $V_a \neq n \cdot p$, in tal caso resta definita per l'elica una velocità di regresso pari a $n \cdot p - V_a$; il rapporto

$$S_r = \frac{n \cdot p - V_a}{n \cdot p}$$

è detto regresso reale.

Nel triangolo delle velocità si ha che:

- l'angolo β per cui $\tan \beta = \frac{V_a}{2\pi R n}$ è l'angolo di avanzo, in quanto, detto $D = 2R$ il diametro dell'elica e posto $x = r/R$, si può scrivere :

$$\tan \beta = \frac{V_a}{2\pi R n} = \frac{J}{\pi x}$$

- l'angolo α_a , compreso tra le direzioni della corda e della velocità V_{ra} positivo nel senso orario rispetto alla linea della corda, è l'angolo di incidenza apparente.

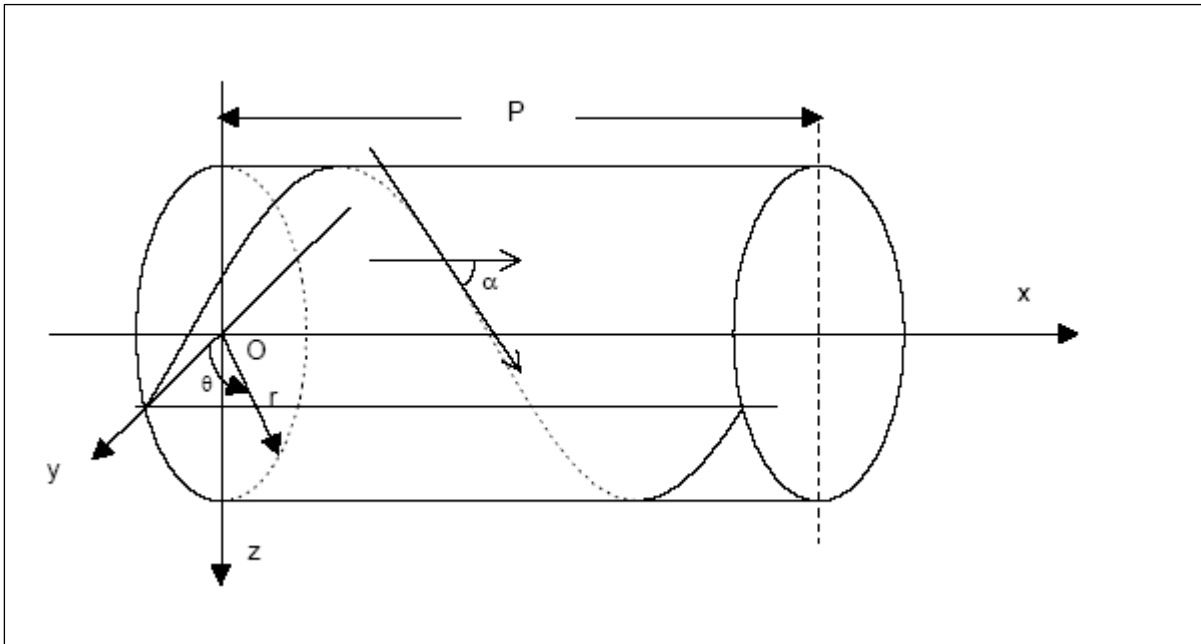


Figura 2.8 Elica cilindrica di passo P e raggio R .

Se si considerano i risultati della teoria impulsiva, alla velocità di avanzo V_a v'è aggiunta ad ogni raggio l'incremento $u_a/2$ e nel triangolo delle velocità corretto restano definiti:

- l'angolo del passo idrodinamico β_i , per cui $\tan\beta_i = \frac{V_a + \frac{u_a}{2}}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot R}$;
- la velocità relativa effettiva $Ve = \sqrt{(V_a + \frac{u_a}{2})^2 + (2 \cdot \pi \cdot R \cdot n)^2}$;
- l'angolo α_i , compreso tra la direzione della corda e della velocità V_{ra} , detto angolo di incidenza indotta ;
- l'angolo α_e , compreso tra la direzione della corda e della velocità V_{re} , positivo nel senso orario rispetto alla linea della corda; detto angolo di incidenza effettiva .

I valori assunti dalle grandezze sopra riportate, possono dare utili informazioni sulle prestazioni della sezione di pala in termini di spinta e coppia.

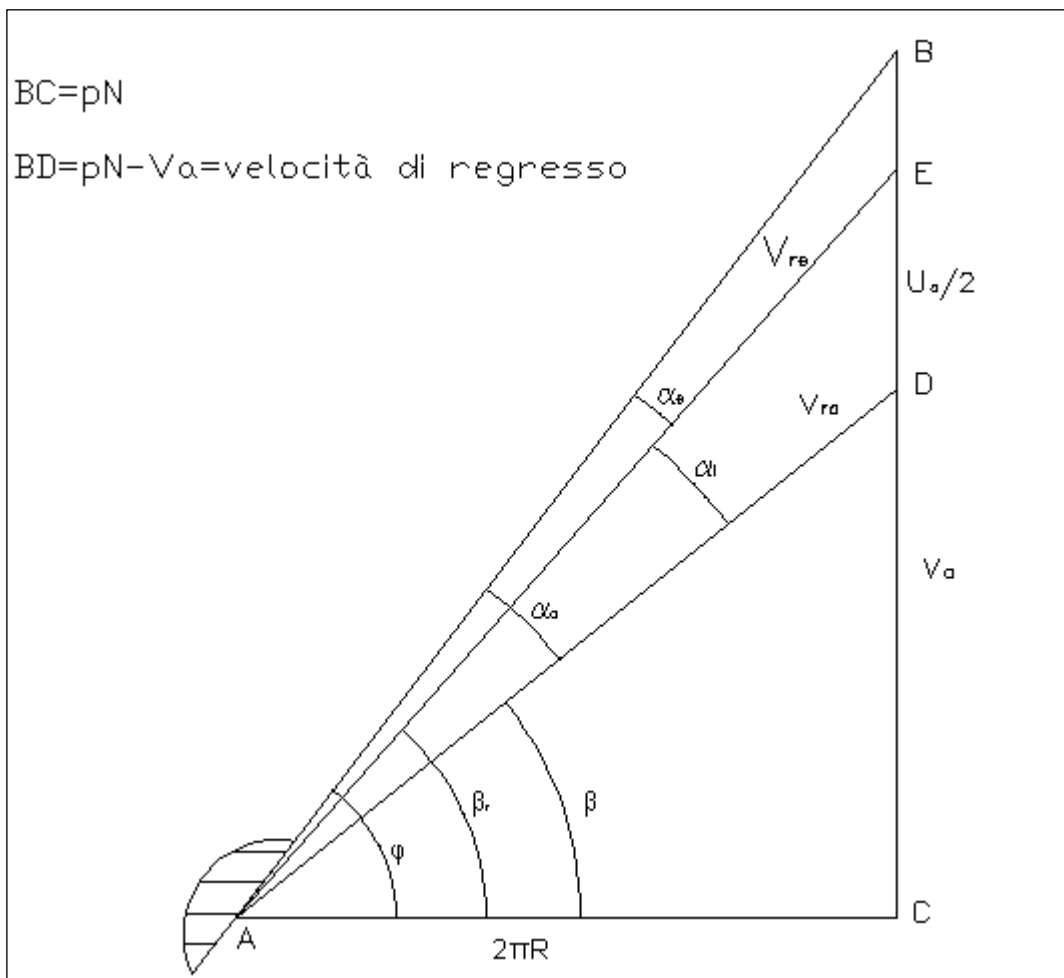


Figura 2.9 Triangolo delle velocità

2.4.3 Il fenomeno della cavitazione nelle eliche navali

Un'elica produce spinta creando una differenza di pressione tra faccia e dorso delle pale, per questo in alcuni punti della pala, in particolare sul dorso (lì dove la velocità è più alta) la pressione si abbassa mentre sulla faccia la pressione sale.

Nelle zone in cui la pressione è più bassa il liquido crea delle bolle di vapore che, quando il valore della pressione raggiunge un determinato limite inferiore, implodono creando notevoli danni sulla superficie delle pale, instabilità nel funzionamento, vibrazioni, rumorosità e più in generale un peggioramento notevole delle prestazioni. Tale fenomeno caratteristico, da evitare, prende il nome di *cavitazione*. In particolare con riferimento alle prestazioni delle eliche marine, la cavitazione si manifesta con aumento del numero di giri all'asse senza un contemporaneo aumento della velocità del veicolo.

Un liquido come l'acqua comincia ad evaporare quando la pressione raggiunge il valore della pressione di saturazione del vapore; alla temperatura di 15° C l'acqua ha una pressione di

saturazione di 1.704 kN/m², alla temperatura di 100 ° C il valore della sua pressione di saturazione è 101.325 kN/m² (che è il valore della pressione atmosferica).

Quindi esiste un dipendenza diretta tra la pressione di saturazione di un liquido e la sua temperatura; inoltre la presenza di gas disciolti nel liquido, così come di particelle solide in sospensione modifica il valore della pressione alla quale inizia il fenomeno della cavitazione.

In particolare per l'acqua di mare il valore della pressione alla quale inizia la cavitazione aumenta e a 15 ° C passa dal valore appena visto per l'acqua pura di 1.704 kN/m² al valore di 17 kN/m² , quindi circa dieci volte superiore.

Coefficiente di pressione e indice di cavitazione

Applichiamo nuovamente il teorema di Bernoulli tra un punto “A” appartenente all'elica e un punto “0” all'infinito a monte. Siano p_1 e V_1 rispettivamente i valori della pressione e della velocità al punto “A” e p_0 e V_0 gli analoghi al punto “0”. Risulta :

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_0^2 + p_0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_0^2} = 1 - \left(\frac{V_1}{V_0} \right)^2$$

se il punto A è prossimo alla cavitazione allora sarà $p_1 \approx p_v$; definiamo allora, *indice di cavitazione* σ_a :

$$\sigma_a = - \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_0^2} = \frac{p_0 - p_v}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_0^2} = \left(\frac{V_1}{V_0} \right)^2 - 1 . \quad (3.16)$$

Il rapporto $\Delta p / \frac{1}{2} \rho V_0^2$ è un numero adimensionale definito *coefficiente di pressione* C_p , tale per cui la cavitazione si può manifestare in una sezione della pala se il valore minimo di C_p eguaglia il numero di cavitazione locale. Cioè se :

$$-C_p = \sigma_a .$$

Se la pressione p_0 è intesa come la pressione totale statica, ossia somma della pressione atmosferica p_a e della pressione idrostatica p_{gh} , e se V_0 è la velocità relativa dell'acqua, per una sezione di pala di altezza $x = r/R$ ed un angolo di passo θ , si ha:

$$-C_p = \frac{p_a + \rho \cdot g(h - x \cdot R \cdot \cos \theta) - p_v}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot [V_a^2 - (2 \cdot \pi \cdot R \cdot x \cdot n - V_t)^2]} \quad (3.17)$$

dove V_a è la componente assiale della velocità V , V_t è la sua componente tangenziale ed h la profondità di immersione dell'asse dell'elica. Solitamente è d'uso riferirsi alla sezione dell'elica di altezza $x = 0.7 \cdot R$.

Prevenzione della cavitazione

Abbiamo sopra accennato a come il fenomeno della cavitazione sia dannoso per l'elica in quando ne diminuisce le prestazioni, crea vibrazioni e rumorosità e in molti casi ne danneggia la superficie sino a renderla inutilizzabile. In particolare la formazione di cavità ha l'effetto sul fluido circostante l'elica di modificarne la forma delle sezioni sino a renderle inattive o non capaci di generare la spinta voluta e questo si traduce in pratica in un aumento della potenza richiesta all'asse e in casi di cavitazione spinta all'impossibilità per l'imbarcazione di raggiungere la velocità desiderata. Inoltre il collasso ripetuto delle bolle sulla superficie della pala comporta un elevato impatto di pressione localizzato che porta inevitabilmente ad una rapida erosione in particolare al bordo d'entrata. se tale ripetuto impatto si verifica sulla punta della pala può portare anche alla rottura per flessione della stessa.

Al fine di evitare questi molteplici aspetti negativi le eliche sono progettate per non cavitare nelle normali condizioni operative, o al limite in maniera tale che gli effetti della cavitazione risultino trascurabili.

La cavitazione di un'elica può essere ridotta in tre modi diversi :

- aumentando l'indice di cavitazione;
- diminuendo il carico sull'elica ;
- progettando l'elica per carichi distribuiti uniformemente .

Nel primo caso, come è evidente dalla relazione (3.18) σ può essere aumentato aumentando l'altezza h di immersione oppure diminuendo la velocità relativa del fluido sulle pale.

Nel secondo caso si fa riferimento ad un carico dell'elica definito come rapporto tra la spinta T e l'area dell'elica A_p , e ciò comporta un aumento dell'area delle pale.

Nella pratica sono stati sviluppati dei criteri di cavitazione di origine empirica molto semplici da applicare, ma che ben rispondono in condizioni operative ordinarie, i quali si basano essenzialmente sulla capacità di eliminare i fenomeni cavitazionali riducendo il carico specifico sull'elica. I criteri di Burriel e di Keller rispondono a questo principio.

In particolare il criterio sviluppato presso il NSMB (Netherlands Ship Model Basin) e dovuto al Keller, consente di definire in maniera semplice ed immediata il rapporto A_e/A_0 necessario ad operare in assenza di cavitazione. Esso recita:

$$\frac{A_e}{A_0} = \frac{(1.3 + 0.3 z) \cdot T}{(p_0 - p_v) \cdot D^2} + K \quad (3.18)$$

dove:

- $k = 0.1$ per carene bieliche tradizionali;
- $k = 0.2$ per carene monoeliche;
- T : spinta dell'elica;
- D : diametro dell'elica;
- $p_0 - p_v = p_{atm} + h - p_v$;
- $\frac{A_e}{A_0}$: rapporto tra l'area espansa e l'area del disco.

Sebbene i criteri sopra citati diano risultati accettabili nella progettazione di eliche non cavitanti occorre precisare che tale fenomeno applicato ad un'elica interessa in realtà un numero maggiore di fattori, oltre che il carico palare e il coefficiente di cavitazione, quali ad esempio la disuniformità della scia e la geometria dettagliata della pala.

In particolare, rispetto a quest'ultimo aspetto va osservato che in un qualunque profilo aerodinamico le caratteristiche di cavitazione possono essere determinate in funzione rispettivamente del rapporto t/c (spessore-corda) e dell'angolo di attacco α del profilo, per differenti rapporti di curvatura e distribuzioni di spessore.

2.4.4 Catena dei rendimenti

È possibile determinare un'efficienza di propulsione totale dell'elica considerando un coefficiente, rapporto tra la potenza effettivamente necessaria a rimorchiare l'imbarcazione P_e ($P_e = R_t \cdot V$) e la potenza erogata dal motore P_b all'elica. Indicando tale coefficiente con η_t , risulta: $\eta_t = \frac{P_e}{P_b}$.

In tale espressione compare il valore della potenza effettiva P_e , valore di potenza determinato dall'imbarcazione (R_t è il valore della resistenza opposta dall'acqua sull'imbarcazione) e dalle sue condizioni di funzionamento (V è la velocità dell'imbarcazione); per continuare la trattazione è necessario dunque dare ulteriori definizioni.

Si definisce *frazione di scia* w il rapporto $\frac{V - V_a}{V}$, dove il numeratore non è altro che la velocità della scia d'acqua in prossimità dell'elica e il denominatore la velocità dell'imbarcazione.

Tra il valore della spinta T , fornita dall'elica, e il valore della resistenza R_t sussiste la relazione:

$$T = R_t + F$$

dove la forza F non è altro che una resistenza addizionale che l'elica deve vincere a causa della depressione che viene a crearsi nella zona posta tra elica e carena (è un effetto non eliminabile

della forma e del movimento delle pale dell'elica, nella parte anteriore di esse si forma una zona in sovrappressione che genera appunto la spinta e nella zona posteriore una depressione che genera una resistenza addizionale). Adimensionalizzando il valore di F in funzione di T, si ottiene:

$$t = \frac{T - R_t}{T} = 1 - \frac{R_t}{T}.$$

Il coefficiente t è detto *coefficiente di deduzione di spinta* e in genere aumenta all'aumentare di w.

A questo punto possiamo tornare al valore della potenza effettiva P_e e definire un coefficiente di efficienza in funzione della potenza di spinta P_t come segue:

$$\eta_H = \frac{P_e}{P_t} = \frac{R_t \cdot V}{T \cdot V_a} = \frac{\frac{R_t}{T}}{\frac{V}{V_a}} = \frac{1-t}{1-w},$$

il coefficiente η_H è detto *efficienza di carena*, e dipende dai coefficienti t e w già definiti.

A questo punto risulta utile determinare il valore dell'efficienza totale di propulsione come catena di rendimenti, mettendo in evidenza così l'origine delle varie perdite di potenza. Abbiamo già definito η_0 , rendimento dell'elica isolata, come il coefficiente che viene rilevato facendo lavorare l'elica in assenza dello scafo e che quindi non tiene conto delle relative interazioni. Ma nelle normali condizioni di funzionamento dell'elica, il flusso d'acqua giunge alla stessa con una componente di moto rotazionale, per la presenza appunto della carena dell'imbarcazione, a differenza di quanto accade con elica isolata. Teniamo conto di questo aspetto introducendo il coefficiente, *efficienza rotativa relativa*, definito come segue:

$$\eta_{rr} = \frac{\eta_b}{\eta_0},$$

dove $\eta_b = \frac{P_t}{P_d}$; con P_d si è indicata la potenza disponibile all'elica.

Andando a ritroso, consideriamo poi l'*efficienza propulsiva*, come il rapporto tra la potenza necessaria al rimorchio dell'imbarcazione e la potenza erogata all'elica, ossia:

$$\eta_d = \frac{P_e}{P_d} = \frac{P_e}{P_t} \cdot \frac{P_t}{P_d} = \eta_H \cdot \eta_b = \eta_H \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_0.$$

In ultimo considerando le perdite legate strettamente alla trasmissione di potenza dal motore all'elica, ossia le perdite della linea d'asse, come rapporto tra P_d e P_b , introduciamo il coefficiente η_s , *efficienza della linea d'assi* ed otteniamo:

$$\eta_t = \frac{P_e}{P_b} = \frac{P_e}{P_d} \cdot \frac{P_d}{P_b} = \eta_d \cdot \eta_s = \eta_H \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_0 \cdot \eta_s. \quad (3.19)$$

2.4.5 Scelta dell'elica

Il progetto di un'elica può essere fatto o attraverso un procedimento di calcolo che utilizza la teoria delle eliche o attraverso l'utilizzo delle serie sistematiche.

Nel primo caso, certamente quello preferibile in quanto più dettagliato, si riescono a ricavare dati e grandezze che portano alla determinazione del miglior profilo di pala, alla scelta di una distribuzione radiale ottimale del passo, alla definizione della migliore distribuzione degli spessori, alla definizione del rapporto A_e/A_0 ottimale, e così via.

Nel secondo caso, molte di queste caratteristiche non sono chiaramente disponibili, dovendosi utilizzare quelle tipiche della serie. Tuttavia è possibile utilizzare i risultati disponibili dalle serie sistematiche anche solo per determinare alcune caratteristiche di base dell'elica e queste risultano utilizzabili in un successivo processo di calcolo più dettagliato. In particolare è possibile ricavare dalle eliche di serie:

- il numero delle pale dell'elica z ;
è legato essenzialmente alla necessità di contenere, entro limiti accettabili, le vibrazioni prodotte dalle eliche su l'intero sistema di propulsione e di evitare fenomeni di risonanza alle velocità caratteristiche della nave.
- il diametro e il numero di giri;
la scelta di un buon accoppiamento del diametro e del numero di giri dell'elica è di fondamentale importanza in relazione alle caratteristiche di rendimento e di cavitazione. In generale tale scelta viene effettuata tramite l'ausilio dei grafici $B_p - \delta$ (o $B_u - \delta$), detti diagrammi del Taylor, o tramite l'utilizzo dei diagrammi di Pappel, che esprimono i coefficienti K_t , K_Q e il rendimento dell'elica isolata in funzione del coefficiente di avanzo.
- il diametro del mozzo d ;
dipende essenzialmente dal numero di pale, e nel caso di eliche a pale orientabili, dall'ingombro dei comandi di variazione del passo. In genere si esprime come rapporto al diametro esterno dell'elica d/D , la sua influenza rispetto al rendimento e alle caratteristiche di cavitazione non è molto sensibile anche se in generale risulta conveniente ridurre al minimo tale rapporto. Il valore medio per le eliche standard è $d/D=0.18 \div 0.22$, mentre per le eliche a pale orientabili risulta $d/D=0.22 \div 0.25$.
- il rapporto tra l'area espansa e l'area del disco $\frac{A_e}{A_0}$;

il valore di tale rapporto è legato alla necessità di contenere entro limiti accettabili il fenomeno della cavitazione. Tale valore deve essere comunque il minimo possibile in quanto il rendimento dell'elica diminuisce all'aumentare di A_e/A_0 . Per la sua scelta si usa in genere il criterio di Keller o di Burril.

- il rapporto tra lo spessore e la corda $\frac{t}{c}$;

tale rapporto viene scelto in base all'opportunità di garantire necessaria robustezza alla pale ed assicurare un ampio margine di sicurezza in relazione all'eventuale erosione dovuta a cavitazione. Il suo valore ha inoltre influenza sul rendimento dell'elica, che diminuisce all'aumentare del rapporto t/c , e sul coefficiente di spinta C_t che viceversa aumenta all'aumentare di t/c (come avevamo già visto pale più caricate hanno rendimenti più bassi).

Ricapitolando quanto sinora espresso in relazione al progetto dell'elica, va precisato che per il numero di giri e il diametro dell'elica non esistono valori ottimali in sé dei due parametri, ma una combinazione ottimale di entrambi che fornisce un valore ottimale del rendimento, nel rispetto dei limiti imposti da altre esigenze, quale spazio a disposizione per la sistemazione dell'elica, contenimento dei fenomeni cavitazionali, tipo di motore utilizzato, variazione del carico, etc.

L'esperienza e i test condotti sulle eliche isolate hanno permesso di tracciare una serie di diagrammi che traducono in forma adimensionale le caratteristiche necessarie alla progettazione.

In particolare il progetto dell'elica con l'ausilio delle serie sistematiche si basa sull'utilizzo di due famiglie di diagrammi tra i quali intercorrono strette relazioni per le quali è possibile passare da una famiglia di diagrammi all'altra. Ciascun diagramma è relativo ad una famiglia di eliche costituite da un certo numero di modelli diversi tra loro solo per il valore del rapporto p/D . Tutte le altre caratteristiche geometriche (numero delle pale z , rapporto A_e/A_0 , ed altre grandezze geometriche) sono mantenute costanti per tutti i restanti modelli della famiglia.

Un primo diagramma tra le due famiglie è quello classico che rappresenta i coefficienti di spinta K_t , di momento K_q e il rendimento dell'elica η_0 in funzione del coefficiente di avanzo J e del rapporto Passo / diametro, p/D . Si ha :

$$K_t = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4}; \quad K_q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}; \quad J = \frac{V_a}{n \cdot D}; \quad \eta_0 = J \cdot \frac{K_t}{2 \cdot \pi \cdot K_q}$$

Il secondo diagramma presenta le curve dell'inverso del coefficiente di avanzo J e del rendimento dell'elica isolata η_0 , in funzione del rapporto p/D e del fattore di potenza B_p .

2.4.6 Utilizzo dei diagrammi

I diagrammi $K_q^{0.25} J^{-1.25} - J^{-1}$

Tali diagrammi possono essere utilizzati nella fase preliminare del progetto quando sono noti, per esempio soltanto la potenza effettiva P_e o la potenza motore P_d e la velocità V_a (o V_s).

L'uso di questi diagrammi permette di determinare la combinazione ottimale dei valori di diametro e numero di giri onde ottenere il rendimento massimo, il valore del rapporto tra il passo e il diametro p/D , e il valore del rapporto A_e/A_0 ottimale, il tutto compatibilmente con i limiti di cavitazione imposti.

Va ricordato che generalmente il numero di giri viene scelto in base alle caratteristiche tecniche dell'apparato motore che fa girare la linea d'alberi e l'elica. L'utilizzo di un riduttore di velocità è spesso condizione necessaria onde poter accoppiare con valori di rendimento accettabili l'elica al motore, anche in relazione alla scarsa flessibilità di molti apparati motore in relazione al numero di giri. Il diametro dell'elica viene invece scelto anche in funzione degli spazi disponibili sul retro dell'imbarcazione, in particolare vanno rispettate le *clearance* cioè le distanze minime dell'elica dallo scafo, onde assicurare all'elica un regolare funzionamento ed evitare eccessive componenti di pressione. Tali distanze sono imposte dai registri navali e dagli organi di controllo.

Ad ogni modo una riduzione del diametro rispetto al suo valore ottimale comporta un aumento dell'incidenza (poiché aumenta il rapporto p/D riducendo J^{-1}) e si ha quindi una riduzione della pressione sul dorso della pala, che sarà quindi maggiormente soggetta alla cavitazione. Al contrario invece un aumento del diametro della pala rispetto al suo valore ottimale comporterà una riduzione dell'incidenza e quindi una riduzione della pressione sulla faccia della pala e questa risulterà più esposta alla cavitazione. Nella realtà è opportuno ridurre il valore del diametro dell'elica rispetto a quello ottimale, riferito ad una condizione con numero di giri e potenza costante, onde assicurare un funzionamento più stabile della stessa ed evitare brusche cadute di rendimento quando l'elica lavora ai carichi più bassi. Il diametro scelto sarà quindi più piccolo del $5 \div 7$ % rispetto a quello ottimale per propulsori monoelica, sino al 10 % per carene lente.

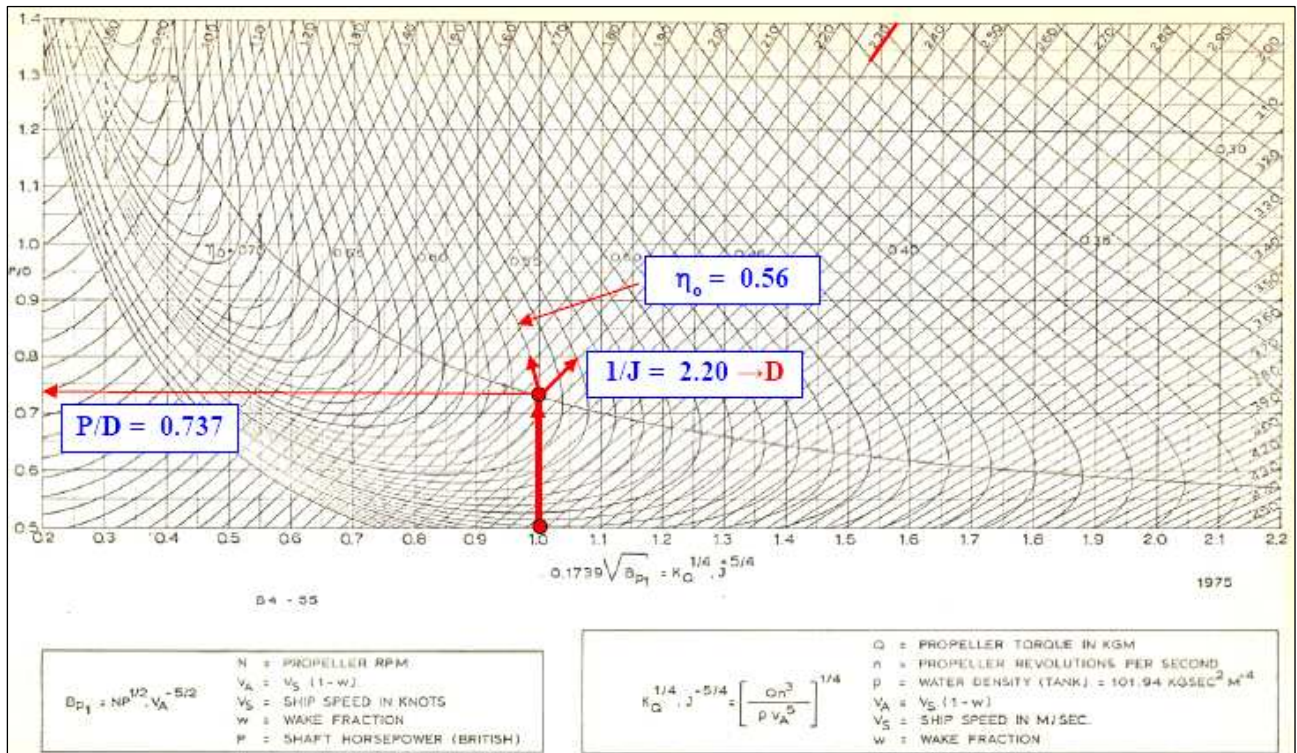


Figura 2.9 Diagrammi di Taylor per il dimensionamento delle eliche di serie.

Si ha :

$$K_q^{0.25} \cdot J^{-1.25} = 0.243 \cdot \frac{P_d^{0.25} \cdot N^{0.5}}{\rho^{0.25} \cdot V_a^{1.5}} \quad (3.20)$$

dove :

- N è misurato in giri al minuto (rpm);
- P_D è misurato in horse power (hp);
- V_a è misurato in metri al secondo (m/s).

Il coefficiente 0.243 che compare nell'espressione (20) consente di rappresentare in maniera adimensionale i diagrammi $B_p - \rho$. Nel caso compaia nei diagrammi un coefficiente diverso è necessario prestare attenzione alle unità di misura utilizzate.

Per utilizzare i diagrammi $K_q^{0.25} J^{-1.25} - J^{-1}$ si opera solitamente conteggiando il valore di B_p (ad esempio $B_{p,1} = N \cdot P_D^{0.5} \cdot V_a^{-2.5}$), si calcola quindi $K_q^{0.25} J^{-1.25} = 0.1739 \cdot \sqrt{B_p}$. Con questo valore si entra sull'asse delle ascisse portandosi sulla curva del massimo rendimento. Si rileva quindi:

$$\rho_0 = \frac{1}{J_0} = \frac{N \cdot D}{V_a}$$

questo valore, per quanto detto in precedenza, va percentualmente ridotto per rispettare quelle condizioni di stabilità di lavoro dell'elica prima menzionate (ridurre ρ_0 significa ridurre il diametro rispetto a quello ideale). Prendiamo $\rho_1 = k \cdot \rho_0$ (con $k = 0.97 \div 0.94$) da cui si ricava un valore del diametro ridotto.

Si rientra allora nel diagramma con il valore di $0.1739 \cdot B_{p,1}$ e con il valore di ρ_1 appena trovato e si leggono i valori di p/D e di η_0 . Questi saranno i valori che competeranno alla nostra elica.

I diagrammi di Pappel.

Sono i diagrammi che rappresentano i coefficienti K_t , K_Q e il rendimento dell'elica isolata η_0 , in funzione del coefficiente di avanzo.

È possibile usare tali diagrammi relativi alle serie sistematiche di eliche, per esempio le eliche Wageningen (le più utilizzate in ambito navale), per determinare le caratteristiche di base di un elica in una fase preliminare di progettazione dell'elica.

Supponiamo nel nostro caso di conoscere la potenza disponibile all'asse dell'elica, la velocità di avanzo V_a , il diametro della stessa (tale parametro è in genere dettato da esigenze di spazio e dalla disposizione del propulsore all'interno del veicolo o dell'imbarcazione, oltre che dall'effetto delle dimensioni stesse dell'elica in rapporto alla dimensioni caratteristiche del veicolo e dall'effetto che tale rapporto di grandezza ha sulla scia dell'elica). A questo punto prendiamo in considerazione una particolare famiglia di eliche appartenente alla serie sistematica Wageningen-B, essa sarà caratterizzata da un determinato valore del rapporto A_e/A_0 e per essa saranno disponibili i diagrammi dei coefficienti K_t , K_Q in funzione del valore del coefficiente di avanzo J per tutti i valori del rapporto passo-diametro disponibili. Sullo stesso diagramma sono anche disponibili le curve del rendimento η_0 (rendimento dell'elica isolata) relative ai diversi valori assunti dal rapporto p/D .

Le relazioni analitiche generali dei coefficienti K_t e K_Q forniscono un'ulteriore rappresentazione di tali coefficienti in funzione di J , non legato ad una determinata elica in particolare ma ai dati in possesso (per noi V_a , D , P_d).

L'intersezione delle curve relative alla serie sistematica con la curva dedotta analiticamente fornisce i punti di funzionamento dell'elica (uno per ogni valore di p/D) dai quali è possibile dedurre il punto di funzionamento con rendimento ottimale.

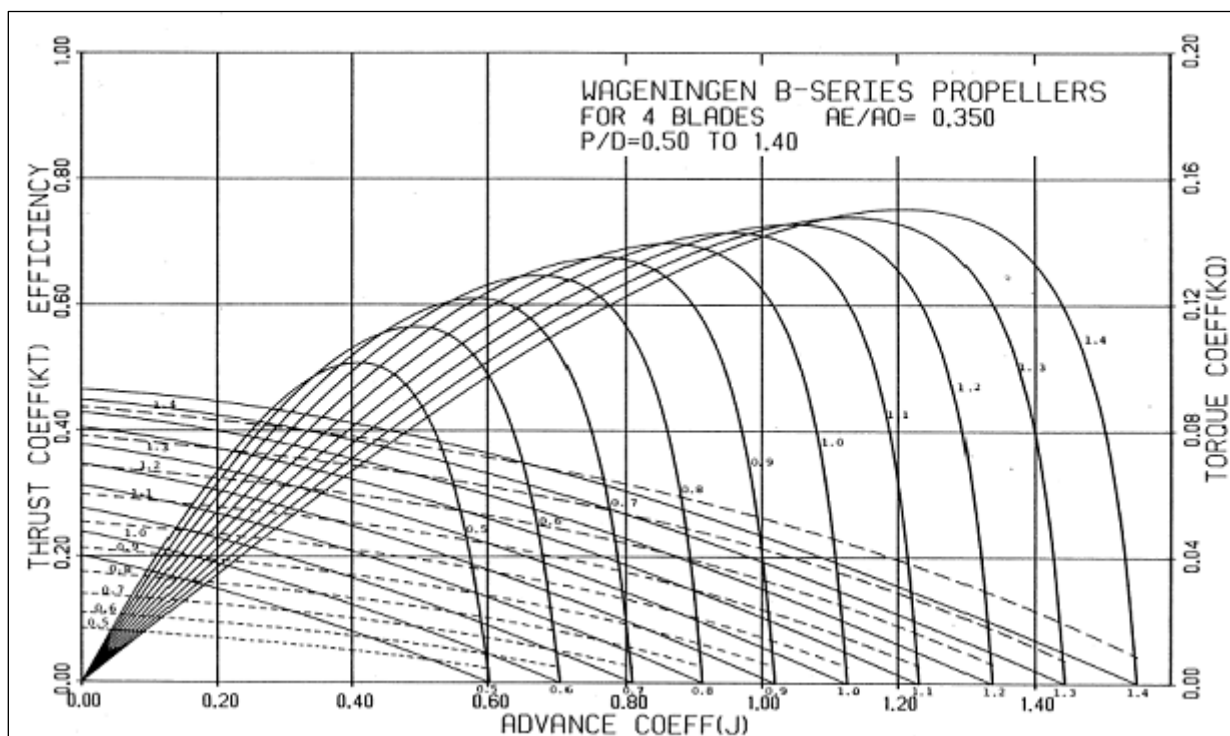


Figura 2.10 Diagramma di Pappel per eliche della serie B Wageningen

2.4.7 Calcolo del numero ottimale di giri dell'elica

Nel nostro caso l'utilizzo dei diagrammi caratteristici non seguirà una delle procedure standard adottate per la progettazione delle eliche, in quanto sia i dati a nostra disposizione sia le finalità stesse della progettazione sono diverse. Il propulsore considerato e con esso l'elica non sono da applicare ad una imbarcazione in particolare, con le relative limitazioni e di spazio e di resistenza al moto, nonché di velocità di crociera ad essa connesse. L'obiettivo è quello di realizzare un propulsore con caratteristiche tali da poter lavorare in un ambiente subacqueo e capace di fornire prestazioni adeguate per i veicoli considerati in relazione anche alla tipologia di propulsori attualmente utilizzati in questo campo.

Tornando in particolare ai requisiti più strettamente legati alla scelta dell'elica, l'obiettivo non è quello di definire a priori il valore ottimale del diametro dell'elica e della sua velocità di rotazione, cosa che peraltro non sarebbe possibile, ma di definire una velocità di rotazione plausibile e di buon funzionamento per l'elica se direttamente accoppiato con una turbina di potenza, ovvero in assenza di un riduttore di velocità (normalmente utilizzato invece nella propulsione ad elica con propulsori tradizionali).

È stato considerato come output desiderato quello di fornire una potenza all'asse dell'elica di 2 Kw. La scelta è stata effettuata sulla base di considerazioni di tipo dimensionale e in relazione ai valori di potenza elaborati dai propulsori in commercio per il tipo di veicoli in considerazione. In

particolare tale output colloca il propulsore in progetto in un range di utilizzo per il quale entrambe le tipologie di propulsori analizzati in precedenza possono trovare applicazione.

Scegliamo inoltre, un diametro dell'elica pari a 0.40 m basandoci sull'esperienza di propulsori per veicoli subacquei in commercio che erogano potenza all'asse paragonabile a quella desiderata per il nostro propulsore .

Per quanto riguarda la velocità di avanzo dell'elica V_a , questa è legata alla velocità di rotta della nave V dalla relazione $V_a = (1 - w) \cdot V$, dove il coefficiente w è detto frazione di scia e assume per un veicolo subacqueo i valori riportati nel diagramma sperimentale tratto dal testo “Submersible vehicle systems design” in funzione del rapporto tra il diametro dell'elica e la dimensione caratteristica del veicolo (designata in figura 2.11 come “hull diameter”). A questo proposito è opportuno notare come per un veicolo subacqueo tipico, le dimensioni dell'elica pur restando valide tutte le considerazioni svolte circa la sua disposizione all'interno del veicolo e le limitazioni di spazio ad esso correlate, finiscano per dipendere principalmente dalle dimensioni caratteristiche del veicolo e dall'effetto che il rapporto tra le due dimensioni sortisce sulla scia del veicolo. In particolare un rapporto tra diametro dell'elica e diametro del veicolo (hull diameter) pari a 0.5 è considerato ottimale in relazione a questo aspetto. Per tale valore del rapporto d/D il valore di w è pari circa 0.25.

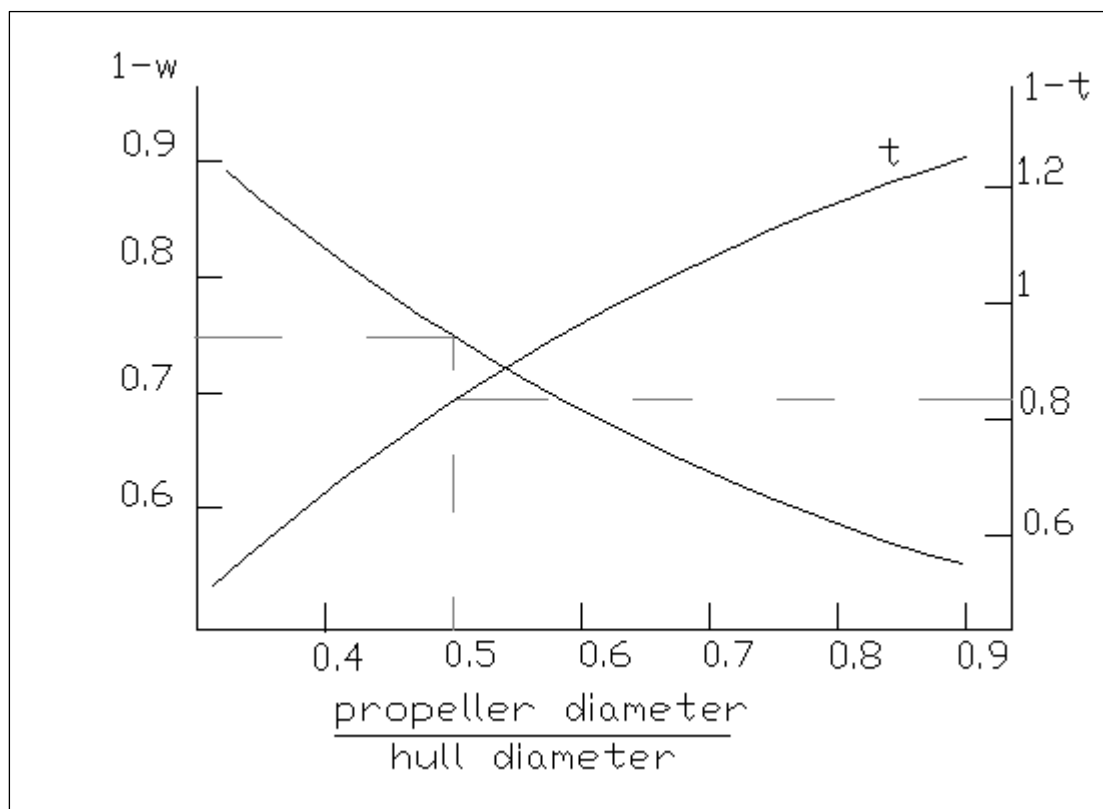


Figura 2.11. Curva sperimentale del coefficiente di deduzione di spinta e del coefficiente di scia in funzione del rapporto tra diametro dell'elica e diametro del veicolo.

Sin qui sono stati definiti i parametri utili al fine di definire il funzionamento della nostra elica tramite le relazioni analitiche, in particolare è possibile rappresentare con tali parametri la funzione $K_Q = g(J)$.

La relazione analitica necessaria a determinare il numero di giri di ottimo è una relazione del tipo $K_Q/J^3 = \bar{K}_Q$, in particolare risulta:

$$\frac{K_Q}{J^3} = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5} \cdot \left(\frac{n \cdot D}{V_a} \right)^3 = \frac{Q \cdot n}{\rho \cdot D^2 \cdot V_a^3} = \frac{P_D \cdot \eta_s}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot V_a^3} = \bar{K}_Q$$

$$\frac{K_Q}{J^3} = \frac{1960}{2 \cdot \pi \cdot 1020 \cdot 0.4^2 \cdot 1.5^3} = 0.566 = \bar{K}_Q$$

J	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.6	0.7
Kq	0.004	0.009	0.015	0.024	0.036	0.051	0.070	0.122	0.194

Definiamo a questo punto i parametri necessari alla scelta della famiglia di eliche Wageningen da utilizzare. A questo proposito sarà sufficiente, definire il rapporto A_e/A_0 ottimale e scegliere il numero di pale z dell'elica; per calcolare il primo applichiamo il criterio di Keller, relativo alla cavitazione, il secondo invece non è in questa fase della progettazione un parametro di stretto interesse, in quanto abbiamo già detto influisce relativamente poco sul rendimento dell'elica isolata, per cui può essere scelto in maniera piuttosto arbitraria.

Criterio di Keller :

$$\frac{A_e}{A_0} = \frac{(1.3 + 0.3z) \cdot T}{(p_0 - p_v) \cdot D^2} + K.$$

dati:

- $k = 0.2$ per carene monoeliche; - $z = 4$;
- T : spinta dell'elica ; - $D = 0.4$ m ;
- $p_0 - p_v = p_{atm} + \gamma \cdot h - p_v = 101325 + 9.8 \cdot 1020 \cdot 10 - 17000 = 184'285$ Pa .

Abbiamo considerato $h = 10$ m, anche se le profondità di navigazione dei veicoli subacquei possono essere molto maggiori (oltre i 600 m), in quanto a profondità maggiori le condizioni di cavitazione migliorano, quindi un calcolo eseguito a profondità di immersione minore è cautelativo.

La densità dell'acqua di mare dipende in genere da salinità, temperatura e pressione, ma oltre una certa profondità si può ritenere costante e pari a 1020 Kg/m^3 .

Per determinare la spinta prodotta dall'elica prendiamo come dato di partenza la potenza disponibile all'asse, ipotizziamo dei valori plausibili per i rendimenti η_0 e η_{rr} , determiniamo un valore di T . Il valore di η_0 dovrà essere verificato alla fine del procedimento di scelta dell'elica ed eventualmente con un procedimento iterativo dovrà essere ricalcolato un nuovo valore di T e quindi del rapporto A_e/A_0 .

Definiamo P_B la potenza fornita dal propulsore e $P_T = T \cdot V_a$ la potenza di spinta, risulta :

$$P_T = \eta_0 \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_s \cdot P_B = 0.75 \cdot 0.98 \cdot 0.98 \cdot 2000 = 1440 \text{ W}$$

dove

$\eta_{rr} = 0.98$ ($0.95 \div 1$ per veicoli subacquei) ;

$\eta_0 = 0.75$;

$\eta_s = 0.98$ ($0.95 \div 0.99$ con i valori più alti per propulsori senza riduttore di velocità) ;

$$T = \frac{P_T}{(1-w) \cdot V} = \frac{1440}{(1-0.25) \cdot 2} = 960 \text{ N}.$$

Risulta:

$$\frac{A_e}{A_0} = \frac{(1.3 + 0.3z) \cdot T}{(p_0 - p_v) \cdot D^2} + K = \frac{(1.3 + 0.3 \cdot 4) \cdot 960}{184285 \cdot 0.4^2} + 0.2 = 0.28.$$

Il valore più vicino del rapporto A_e/A_0 appartenente alla serie Wageningen è 0.3, a cui corrisponde il grafico seguente (figura 2.12).

Ripetiamo i calcoli relativi al criterio di Keller, col nuovo valore di efficienza e otteniamo il grafico da utilizzare.

$$P_T = \eta_0 \cdot \eta_{rr} \cdot \eta_s \cdot P_B = 0.48 \cdot 0.98 \cdot 0.98 \cdot 2000 = 922 \text{ W}$$

dove

$\eta_{rr} = 0.98$; $\eta_0 = 0.48$; $\eta_s = 0.98$;

$$T = \frac{P_T}{(1-w) \cdot V} = \frac{922}{(1-0.25) \cdot 2} = 615 \text{ N}.$$

Risulta:

$$\frac{A_e}{A_0} = \frac{(1.3 + 0.3z) \cdot T}{(p_0 - p_v) \cdot D^2} + K = \frac{(1.3 + 0.3 \cdot 4) \cdot 615}{184285 \cdot 0.4^2} + 0.2 = 0.252.$$

Il valore più vicino del rapporto A_e/A_0 appartenente alla serie Wageningen è sempre 0.3 (il primo della serie) e quindi la figura 2.12 rimane immutata.

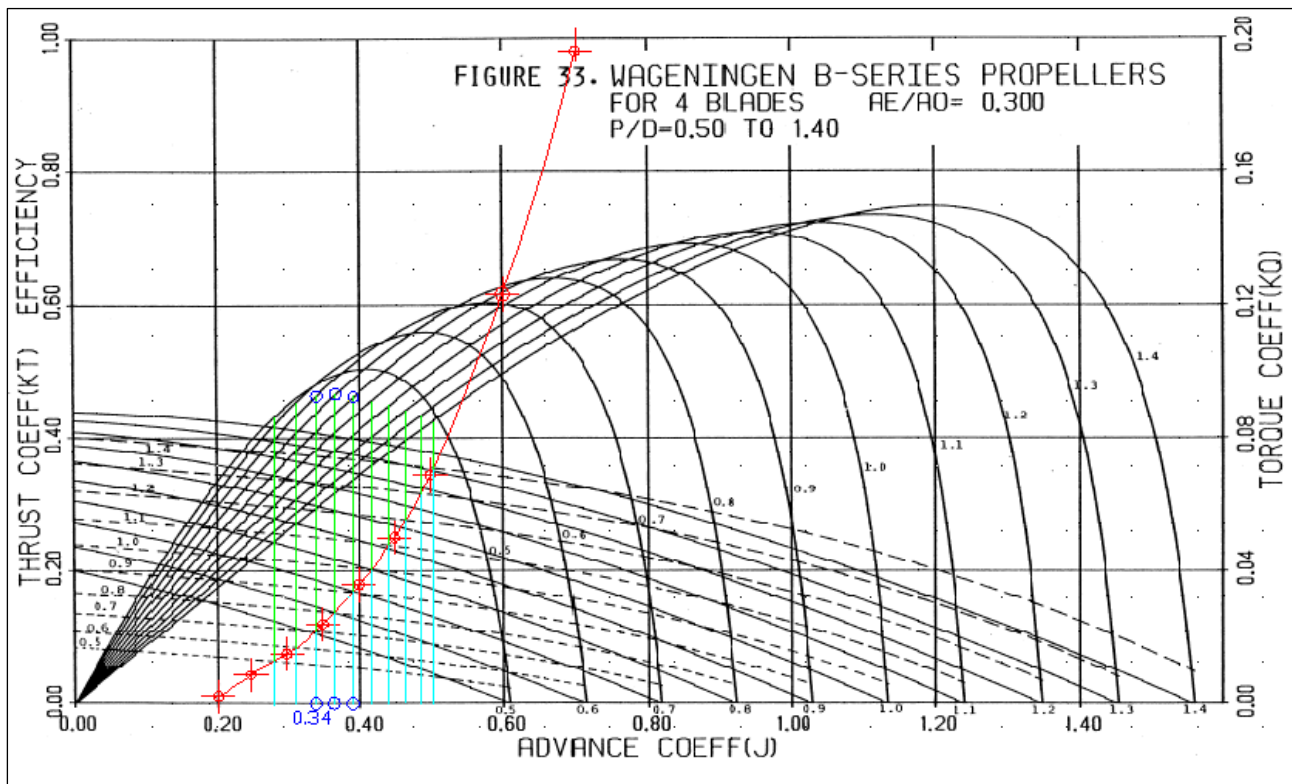


Figura 2.12. Grafico intersezione tra curva analitica $k_Q / J^3 = \bar{k}_Q$ (in rosso) e andamento del coefficiente di coppia per elica Wageningen B 4.30. nella stessa figura sono indicati i punti (cerchio blu) con rendimento η_0 maggiore.

Il valore di J da considerare è come abbiamo già detto quello, tra i dieci di intersezione tra le curve, che garantisce il massimo valore di η_0 , in questo caso si nota in particolare un andamento pressoché costante di η_0 per valori del rapporto p/D compresi tra 0.7 e 0.9, con $\eta_0 \approx 0.48$. Per tali valori di p/D, il coefficiente di avanzo assume valori rispettivamente di

p/D	0.7	0.8	0.9
J	0.34	0.36	0.39

Tabella 2.7

per tale valore di J determiniamo infine il valore di n desiderato \Rightarrow

$$J = \frac{V_a}{n \cdot D} \Rightarrow n = \frac{V_a}{J \cdot D} = \frac{1.5}{J \cdot 0.4} = n_{rps} \cdot 60 = n_{rpm}$$

J	0.34	0.36	0.39
n [rpm]	660	625	580

Tabella 2.8

Capitolo 3

Macchine a fluido

3.1 Introduzione alle turbomacchine

Con il termine *macchina* si intende un sistema in grado di convertire una certa quantità di energia in una forma più comodamente utilizzabile. In generale si ha nel complesso il passaggio da una forma di energia primaria in (energia idraulica, da combustibile fossile, etc.) in energia meccanica.

In una macchina a fluido tale conversione viene realizzata utilizzando un fluido, ad esempio aria, acqua o vapore. Il fluido subisce delle trasformazioni all'interno della macchina con conseguenti trasferimenti di energia tra gli organi mobili della macchina e il fluido stesso.

Una prima classificazione delle macchine può essere fatta a seconda del senso di trasferimento di energia: una macchina si definisce *operatrice* se è la macchina a compiere lavoro sul fluido, viceversa si definisce *motrice* se è il fluido ad esercitare un'azione sulla macchina. Nel primo caso si ha chiaramente un assorbimento di potenza nel secondo un'erogazione della stessa all'asse della macchina. Esempio di macchine operatrici sono le pompe, i compressori ed i ventilatori, esempio di macchine motrici sono le turbine idrauliche, a gas, a vapore e i motori a combustione interna.

Una seconda classificazione distingue le macchine a fluido in macchine *idrauliche* e macchine *termiche*; le prime operano con fluidi incompressibili, le seconde con fluidi a densità variabile. Nel primo caso l'evoluzione meccanica del fluido resta entro ampi margini indipendente dalla sua evoluzione termica, nel secondo i due aspetti sono intimamente connessi e non possono essere studiati separatamente.

È possibile ancora classificare le macchine in relazione al moto realizzato dai propri organi caratteristici: si distingue così tra macchina *rotativa* e *alternativa*, a seconda che gli organi mobili compiano rotazioni attorno ad un asse o un moto alternato. Turbine, compressori e pompe sono esempi di macchine rotative i motori a combustione interna sono macchine a moto alternato.

A seconda dell'andamento del flusso all'interno della macchina possiamo distinguere ancora macchine *dinamiche* o macchine *volumetriche*, nelle prime il flusso che attraversa la macchina è continuo, nelle seconde si tratta invece di flusso periodico. Le macchine alternative possono essere solo volumetriche, quelle rotative sia dinamiche che volumetriche.

Infine considerando solo le macchine dinamiche distinguiamo tra macchine *assiali* e macchine *radiali*, a seconda che la direzione del fluido sia parallela all'asse di rotazione della macchina o ad esso prevalentemente perpendicolare.

In particolare rivolgiamo la nostra attenzione alle turbomacchine idrauliche, ossia a macchine che operano uno scambio di energia con un liquido per mezzo della rotazione di una ruota (girante) attorno ad un asse. La girante è dotata per la trasformazione di energia di apposite pale ed è, in genere contenuta in un'apposita cassa (statore), che può essere munita o meno di pale, nella quale il fluido subisce delle trasformazioni senza scambio di energia con la macchina.

3.2 Macchine operatrici idrauliche

Una macchina operatrice idraulica, detta più comunemente pompa, è come abbiamo visto una macchina, che opportunamente azionata, trasferisce energia ad un fluido incompressibile allo scopo di sollevarlo ad una certa altezza, convogliarlo sotto pressione ad una certa distanza, o infine imprimergli una certa velocità. Esse quindi trasformano l'energia meccanica di cui dispongono in energia idraulica, che assume in genere la forma di energia potenziale di posizione, energia potenziale di pressione ed energia potenziale di velocità. Nella pratica le pompe vengono utilizzate per trasformare l'energia meccanica in energia di pressione.

È dunque evidente che le due principali caratteristiche di una macchina operatrice idraulica sono da considerarsi:

- la portata volumetrica Q [m^3/s], ossia il volume di fluido che attraversa la macchina nell'unità di tempo.
- la prevalenza H [m], ossia la quantità di energia che essa può conferire all'unità di peso del fluido elaborato.

Nel seguito della trattazione saranno analizzate più nel dettaglio le relazioni fondamentali per lo studio della teoria delle macchine idrauliche e con esse un'espressione più dettagliata della prevalenza, per il momento ci limitiamo al calcolo della potenza utile fornita dalla pompa al fluido in relazione ai valori di portata e prevalenza, che dalle definizioni appena date è immediato:

$$P = \frac{L}{t} = \frac{p \cdot H}{t},$$

dove L è il lavoro totale elaborato dalla macchina nel tempo t , e p è il peso del fluido elaborato. Risulta quindi:

$$\frac{p}{t} = \frac{\gamma \cdot V}{t} = \gamma \cdot Q \quad \text{e} \quad P = \gamma \cdot Q \cdot H \quad [\text{Kgf} \cdot \text{m/s}]. \quad (3.1)$$

nella relazione (1) si è espresso γ , peso specifico del flusso in Kgf/m^3 , se si vuole esprimere la potenza in Kw è necessario con tali unità di misura utilizzare un coefficiente correttivo; risulta:

$$P = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102} \quad [\text{Kw}]. \quad (3.1')$$

3.2.1 Le correnti fluide nelle pompe a palettaggi rotanti

Le correnti fluide che operano nei palettaggi delle pompe possono considerarsi dei corpi fluidi deformabili, prismatici, aventi tre dimensioni nello spazio: una lunghezza l nella direzione delle linee di flusso della corrente, una larghezza b ed una altezza h in direzioni ortogonali tra di loro e normali alla direzione delle linee di flusso.

Affinché possano trasmettere delle forze queste correnti devono chiaramente essere correnti viscosi e per esse va considerato il fenomeno della compressione in relazione al tipo di liquido utilizzato, ma soprattutto in relazione ai valori di temperatura e di pressione raggiunti (per l'acqua, oltre i 250°C). Ad ogni modo per le correnti fluide operanti nelle pompe possiamo distinguere:

- *correnti stazionarie o a regime permanente* di flusso, per le quali il valore della pressione p , della velocità di flusso c , in ogni punto della corrente, rimangono praticamente invariati nel tempo, ovvero le linee di corrente rimangono inalterate. Il principio di continuità del flusso si esprime con la relazione:

$$\gamma_1 \cdot c_1 \cdot A_1 = \gamma_2 \cdot c_2 \cdot A_2 = \text{costante} \quad (3.2)$$

- *correnti transitorie o a regime vario*.

Inoltre nello studio della girante della macchina è necessario considerare due categorie di correnti:

- 1) le correnti le cui linee di flusso (le traiettorie delle particelle fluide) sono quelle percepite da un osservatore fisso nello spazio, si definiscono *correnti assolute*. Le velocità relative alle correnti assolute sono indicate con la lettera c .
- 2) le correnti le cui linee di flusso sono quelle percepite da un osservatore in moto con le pale della girante alla stessa velocità angolare di rotazione ω , si definiscono *correnti relative* e le componenti della velocità ad esse associate si indicano con la lettera w .

Inoltre le velocità periferiche di rotazione vengono di norma indicate con la lettera u . Valgono le relazioni:

$$\begin{cases} c = w + u \\ w = c - u \end{cases} \quad (3.3)$$

Le relazioni (3.3) sono di fondamentale importanza in quanto permettono il tracciamento dei *diagrammi triangolari dei vettori velocità* u , c e w , la cui determinazione è in particolare la determinazione in essi delle *componenti tangenziali* c_u e w_u e delle componenti secondo un piano meridiano (ortogonale alla direzione delle c_u e w_u) c_m e w_m , dette *componenti meridiane*, in corrispondenza di alcuni punti particolari di una generica linea di flusso della corrente, fluente nel palettaggio girante della pompa, consente di determinare il comportamento fluidodinamico della corrente in detti punti.

La forma dei diagrammi triangolari delle velocità dipende ovviamente dal valore della portata liquida in pompaggio, sia per quanto riguarda il diagramma delle velocità all'imbocco e sia per quanto attiene il diagramma delle velocità in uscita dalla girante.

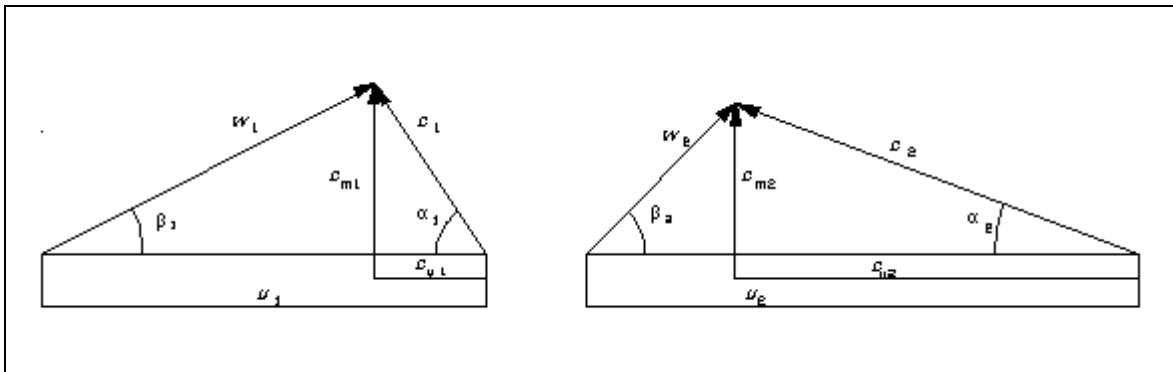


Figura 3.2-Esempio di triangoli delle velocità in ingresso (pedice1) ed in uscita (pedice2). In figura sono indicati gli angoli α (β) di incontro tra velocità assoluta (relativa) e di trascinamento

Di fondamentale importanza inoltre, onde definire in fase di progettazione le caratteristiche di base che una macchina idraulica deve possedere è l'utilizzo di opportuni coefficienti adimensionali, questo perché le leggi di similitudine ci permettono di utilizzare i risultati sperimentali e i modelli di macchine già realizzati, al fine di predire le caratteristiche di prototipi di differente taglia e velocità. In particolare tutte le costanti adimensionali relative alle dimensioni della macchina sono ottenute in relazione al diametro esterno del rotore D_2 e tutte le costanti di velocità in termini di u_2 .

Ricordando che la *similitudine operativa*, ossia la similitudine per le condizioni di funzionamento, è realizzata, per macchine di differente grandezza costruttiva, quando i triangoli delle velocità rimangono simili nelle condizioni operative per macchine di taglia differente. Invece in relazione alla *similitudine geometrica*, ossia il mantenimento in scala di tutte le dimensioni corrispondenti per macchine diverse, è necessario che si abbia:

$$\frac{c_{u2}}{u_2} = \cos t. \quad \text{e} \quad \frac{c_{m2}}{u_2} = \cos t.$$

I rapporti caratteristici delle velocità sopra riportati rappresentano due dei coefficienti adimensionali più utilizzati nello studio delle macchine idrauliche; in particolare si definisce:

-coefficiente di prevalenza o numero caratteristico di pressione $\Psi = \frac{c_{u2}}{u_2} = \frac{g \cdot H}{u_2^2}$ (3.4)

ovvero, nel sistema metrico europeo $\Psi_e = \frac{2 \cdot c_{u2}}{u_2} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2}$ (3.5)

-coefficiente di flusso o numero caratteristico di flusso

$$\Phi = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (3.6)$$

- coefficiente di portata

$$k_d = \frac{Q}{D_2^2 \cdot u_2} \quad (3.7)$$

- numero di Reynolds

$$R_e = \frac{\rho \cdot c \cdot D}{\mu} \quad (3.8)$$

Nella letteratura americana il coefficiente di flusso è più utilizzato rispetto al coefficiente di portata,

tuttavia, poiché $c_{m2} = \frac{Q}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2}$, la relazione tra k_d e Φ è :

$$\Phi = \frac{K_d \cdot D_2}{\pi \cdot b_2}$$

Una caratteristica molto utilizzata nello studio delle pompe, così come lo sarà nello studio delle turbine idrauliche, è sicuramente il *numero di giri specifico*

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.9)$$

definito come il numero di giri che un tipo di pompa simile a quella in costruzione avrebbe se realizzasse una prevalenza unitaria, con un valore della portata unitario .

La velocità specifica può anche essere espressa in termini di k_d e Ψ , tramite la relazione:

$$n_q = 178 \cdot \left(\frac{k_d}{\Psi_e^{3/2}} \right)^{1/2} \quad (3.10)$$

valida per n_q , espresso in unità del sistema metrico, e quindi con $\Psi_e = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2}$;

$$n_s = 258 \cdot \left(\frac{k_d}{\Psi^{3/2}} \right)^{1/2} \quad (3.10')$$

se si vuole esprimere n_s in rev/min. Vale la relazione $n_q = 0.41 \cdot n_s = 0.0191 \cdot n_s$ [gpm].

L'ultima relazione mette in evidenza il valore del numero di giri caratteristico espresso in galloni americani per minuto. Tale valore risulta utile per poter utilizzare un gran numero di grafici e relazioni empiriche espressi il più delle volte in unità americane.

In termini adimensionali è utile definire anche la “*velocità specifica universale*”, come :

$$\Omega_s = \frac{\omega \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{Q_s^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.11)$$

dove ω è la velocità angolare della girante espressa in radianti al secondo, ossia $\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}$ e

$Q_s = \frac{Q}{\omega \cdot R_2^3}$ è la *portata specifica*.

Risulta essere :

$$\Omega_s = \frac{n_q}{52.919}$$

e ancora

$$\Omega_s = \frac{n_s}{2733.016} \quad .$$

Si deve notare come n_s non definisca direttamente due macchine simili. Rotori con differenti ψ , e quindi con differenti caratteristiche, possono avere la stessa velocità specifica sino a quando il rapporto $k_d/\psi^{3/2}$ è lo stesso.

Inoltre n_s è utilizzato per definire le caratteristiche della macchina al punto di funzionamento con rendimento massimo. Per tutti i punti della curva prevalenza-portata, per esempio, il valore di n_s varia.

Ancora, un alto valore della velocità specifica significa maggiore velocità e minori dimensioni, quindi costi minori e migliori prestazioni, ma gli effetti della cavitazione, fenomeno negativo di cui parleremo nel seguito, pongono delle limitazioni alla velocità specifica delle pompe.

In fase di progettazione, la determinazione dei valori dei coefficienti adimensionali è di fondamentale importanza ai fini del dimensionamento ottimale della macchina. In particolare tali valori definiscono, come avremo successivamente modo di osservare, la forma della curva caratteristica della pompa e quindi la loro scelta deve essere prioritaria rispetto alla determinazione appunto delle caratteristiche dimensionali della macchina. In particolar modo vedremo come il coefficiente di portata k_d influisca notevolmente sui valori dell'efficienza. Ad ogni modo il concetto informatore che ha condotto alla determinazione delle espressioni di φ , ψ e n_s (o n_q) come numeri caratteristici di macchina è stato quello di tipizzare le pompe a palettaggi rotanti delle diverse classi e categorie e di fornire una visione complessiva delle forme costruttive principali e delle caratteristiche più salienti del funzionamento .

3.2.2 Teoria ed espressioni generali delle pompe a palettaggi rotanti

Nei condotti delle giranti delle pompe a palettaggi rotanti, il centro di curvatura delle linee di corrente varia di posizione tra l'ingresso e l'uscita degli stessi. Il momento statico della quantità di moto di una massa fluida elementare dm è espresso in essi dalla relazione:

$$dM = dm \cdot c \cdot \cos \alpha \cdot R = \frac{\gamma}{g} \cdot dR \cdot db \cdot da \cdot c \cdot \cos \alpha \cdot R = \frac{\gamma}{g} \cdot dQ \cdot c \cdot \cos \alpha \cdot R \quad (3.12)$$

dove R indica la distanza della massa elementare, $dm=db \cdot da \cdot dR$, dall'asse di rotazione della girante, c la sua velocità assoluta, il cui vettore formi un angolo α con la direzione del vettore velocità periferica, u .

dall'espressione del momento statico della quantità di moto è possibile determinare il momento torcente trasmesso dal motore di azionamento all'albero della pompa e da esso il valore della potenza elementare dP trasmessa dalla portata elementare $\gamma \cdot dQ$ secondo i principi della dinamica; risulta:

$$\frac{dM}{dt} = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dQ}{dt} \cdot c \cdot \cos \alpha \cdot R$$

$$dP = dM \cdot \omega = dQ \cdot c_u \cdot R \cdot \omega = dQ \cdot c_u \cdot u$$

il cui integrale con riferimento all'intera portata fluida operante, $\gamma \cdot Q$, è:

$$P = M \cdot \omega = \frac{\gamma}{g} \cdot \left[\int_2 (u \cdot c_u) \cdot c_m \cdot da \cdot db - \int_1 (u \cdot c_u) \cdot c_m \cdot da \cdot db \right]. \quad (3.13)$$

L'espressione di P sopra riportata richiede l'integrazione tra le sezioni 1 e 2 di ingresso e uscita del palettaggio girante per le tre variabili u , c_u e c_m .

La prima formulazione della teoria delle turbomacchine a fluido fa comunque riferimento ad una sola linea di flusso della corrente e appartiene a Leonhard Euler. Nella trattazione Euleriana si presuppone che il comportamento fluidodinamico medio della corrente spaziale (che nella realtà a tre dimensioni nello spazio) potesse con sufficiente approssimazione venire rappresentato dall'andamento di un'unica linea di flusso della corrente, ossia potesse essere approssimato ad un comportamento monodimensionale.

In tale teoria è d'uso fare riferimento alla linea di contorno del profilo palare medio come significativa del flusso, il cui andamento è rappresentato geometricamente dal valore degli angoli costruttivi d'inclinazione del palettaggio girante β_i , rispetto sempre alle due circonferenze di delimitazione della zona palare (interna ed esterna); risulta :

$$P = M \cdot \omega = \frac{\gamma \cdot Q}{g} \cdot \frac{1}{2} u \cdot c_u \quad (3.13')$$

e per il lavoro specifico teorico, prevalenza teorica, all'espressione euleriana:

$$H_e = \frac{P}{\gamma \cdot g} = \frac{1}{g} \cdot u \cdot (c_{u2} - c_{u1}), \quad (3.14)$$

valida per pompe a palettaggi assiali, e

$$H_e = \frac{P}{\gamma \cdot g} = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_1 c_{u1}), \quad (3.14')$$

valida per pompe radiali centrifughe o semiassiali.

Dall'ultima relazione è possibile dopo pochi semplici passaggi giungere alla relazione più generale dell'equazione di Eulero, espressione fondamentale per tutte le turbomacchine; dai triangoli delle velocità abbiamo:

$$w^2 = u^2 + c^2 - 2 \cdot u \cdot c_u$$

e per l'equazione di Eulero

$$H_e = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} \quad (3.15)$$

Le relazioni Euleriane esprimono un lavoro specifico teorico e quindi potenzialmente estraibile dalla macchina in condizioni ideali. Una prima correzione a tale teoria è affidata all'introduzione di opportuni coefficienti minorativi di tale potenzialità teorica che tengano conto della non perfetta coincidenza tra angoli costruttivi della palettatura e angoli realizzati dal flusso all'interno della stessa palettatura.

Le “slip theories” in pratica modificano le espressioni del lavoro specifico teorico tramite una variazione della forma dei triangoli delle velocità. Dal punto di vista teorico questo approccio non è del tutto corretto, poiché il fatto che gli angoli seguiti dal flusso all'interno dei condotti non seguano perfettamente gli angoli costruttivi della palettatura non è la conseguenza di una perdita di pressione causata da perdite di energia ma l'espressione di una trasformazione energetica che di fatto non avviene. Per chiarire meglio il concetto, osserviamo che il flusso in moto all'interno dei condotti palari di un elemento in rotazione (la girante in questo caso) è soggetto ad una diversa distribuzione di pressione tra il fronte e il dorso palare stabilita dalla direzione di rotazione della macchina e questa differenza di pressione è la causa stessa del moto del fluido. Se si applica il teorema di Bernoulli, valido all'interno dei condotti rotanti solo in relazione al moto relativo, questa differenza di pressione implica sul lato in depressione, il dorso, un aumento della velocità relativa w e sul lato in pressione (il fronte) una velocità relativa minore rispetto a quella letta dall'angolo β di costruzione delle pale. Questo aspetto è ancora più evidente in uscita dalle pale dove il fluido a pressione maggiore tende ad occupare la zona del fluido a pressione minore, contribuendo a rendere l'angolo β_2' di efflusso minore rispetto a β_2 di costruzione delle pale.

La prevalenza teorica H_t così ottenuta può essere quindi espressa come una minorazione rispetto al valore euleriano H_{t_e} , mediante le formule:

$$H_t = \frac{u}{g} \cdot [(c_{u2} - \Delta c_{u2}) - (c_{u1} - \Delta c_{u1})]$$

e

$$H_t = \frac{1}{g} \cdot [u_2 \cdot (c_{u2} - \Delta c_{u2}) - u_1 \cdot (c_{u1} - \Delta c_{u1})].$$

Si considera indice di minorazione I , l'espressione:

$$I = \frac{(c_{u2} - \Delta c_{u2}) - (c_{u1} - \Delta c_{u1})}{c_{2u} - c_{1u}} \quad (3.16)$$

il cui valore può essere determinato tramite varie espressioni analitiche di origine empirica (teoria di Pfleiderer, Stodola, Kearton, etc.).

Una ulteriore evoluzione della teoria monodimensionale viene quindi sviluppata considerando superfici di comportamento fluidodinamico medio in alternativa alle linee di comportamento fluidodinamico medio proprie della teoria Euleriana. Questo trova ragione nel fatto che in ciascuna sezione trasversale della girante della macchina la distribuzione della velocità nelle correnti è

disuniforme. Vengono quindi elaborate più teorie dette bidimensionali o cascade theories, nelle quali viene considerata l'influenza di una seconda direzione (quella nel piano) ma viene ancora trascurata la terza direzione (quella assiale).

Tramite le cascade theories, facendo ricorso a procedimenti in uso in aerodinamica, si cerca di valutare l'influenza della mutua interazione tra le schiere, o le stelle, di profili palari e le correnti operative (influenza dell'effetto schiera). L'azione fluido-dinamica tra la corrente e il palettaggio viene quindi esplicitata mediante l'espressione analitiche delle due componenti principali di detta azione: la resistenza (drag), componente dell'azione in direzione della corrente e portanza o spinta (lift) con direzione ad essa ortogonale:

$$L_{ift} = c_l \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \Delta R \cdot l \cdot w_{\infty}^2 \cdot f(N_R)$$

$$D_{rag} = c_d \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \Delta R \cdot l \cdot w_{\infty}^2 \cdot f(N_R)$$

relazioni nelle quali ΔR rappresenta l'altezza trasversale di una striscia generica di pala, l la lunghezza della corda, w_{∞} una velocità relativa fittizia della corrente fluida, considerata come velocità indisturbata in quanto concepita ad una distanza tale dal palettaggio da non risentirne l'influenza, N_R è il numero di Reynolds della corrente, c_l e c_d i coefficienti di spinta e resistenza del profilo palare dislocato in schiera o stella ossia come facente parte di z profili uguali equidistanziati. Il termine $f(N_R)$ è introdotto per tener conto del trasporto dei risultati ottenuti su modelli in scala ridotta alle esecuzioni costituenti il sistema palettato della girante. I coefficienti c_l e c_d e il loro rapporto, $tg\varepsilon = c_d / c_l$ denominato coefficiente di slittamento vengono dedotti da diagrammi di origine sperimentale che ne evidenziano i valori in funzione degli angoli di incidenza della corrente fluida.

Infine ricordiamo che viene definito rendimento del palettaggio girante il rapporto tra la prevalenza effettiva o reale (H_r) nelle condizioni di funzionamento della pompa e il valore della prevalenza teorica limite o euleriana (o tra i valori dei lavori specifici corrispondenti):

$$\eta_p = \frac{H_r}{H_e}$$

indipendentemente dalla natura delle varie perdite all'interno dei condotti palari e dell'entità delle stesse, è possibile sottolineare che la condizione di minimo per le perdite idrauliche è quella che definisce il valore di numero caratteristico principale n_q della pompa, che è d'uso riferire al punto di funzionamento per il quale il rendimento assume valore massimo.

3.2.3 Perdite di energia ed efficienza

Le perdite interne alla macchina possono essere riassunte in quattro differenti categorie:

- a) Perdite di prevalenza, H_{li} : in questo gruppo sono comprese le perdite per attrito e contrazione della vena fluida all'interno della macchina. Il risultato di tali perdite è che la prevalenza sviluppata all'interno della macchina, detta prevalenza effettiva H è inferiore rispetto alla prevalenza teorica H_i .
- b) "leakage losses", Q_l : sono perdite per fuga e implicano che la girante elabora una quantità di flusso minore rispetto a quella totale. Dipendono chiaramente dagli anelli di tenuta e dalle guarnizioni oltre che dagli interspazi all'interno della girante. In ogni caso fanno riferimento solo a quella parte del fluido che ricircola all'interno della macchina, le perdite verso l'esterno sono in genere trascurabili e non vengono considerate.
- c) Perdite per attrito sui dischi, N_{dfr} : si possono considerare perdite esterne al flusso in quanto assorbono potenza meccanica senza diminuzioni della portata o della prevalenza, così come le perdite meccaniche. Ma costituiscono anche delle perdite idrauliche, in quanto il fluido contenuto tra la girante e la pareti fisse a causa dell'attrito crea un piccolo flusso interno separato da quello principale della girante e ad esso in qualche modo parallelo.
- d) Perdite meccaniche, N_{lm} : sono perdite per attrito esterno e riguardano le guarnizioni meccaniche e i cuscinetti.

A. Perdite di prevalenza

Le perdite di prevalenza sono generalmente stimate dai dati eseguiti su test sperimentali. Una esatta calcolazione non sarebbe peraltro possibile a causa della complessa forma delle sezioni di passaggio, alle differenze nelle rugosità superficiali e così via. In ogni caso ad eccezione di sezioni di passaggio particolarmente strette tali perdite sono inferiori al 10%. La conoscenza e l'analisi delle diverse cause che portano alle perdite di prevalenza è in ogni caso utile allorché non siano disponibili dati sufficienti o si voglia variare la geometria della macchina onde diminuirne l'entità.

Le formule relative sono basate su dimensioni e valori medi. Per le giranti centrifughe è possibile distinguere tra:

1. Perdite all'ingresso del "leading edge" (bordo di ingresso) delle pale della girante, in molti casi definite perdite da shock. Indicando tali perdite con H'_{li} e ricordando che esse dipendono essenzialmente dalla forma dell'ingresso è possibile scrivere in forma adimensionale:

$$0.01 < \frac{H'_{li}}{H} < 0.02$$

2. Perdite per attrito nelle sezioni della girante, che possono essere calcolate come perdite che si creerebbero in una sezione rettangolare usando la profondità media. Vale la relazione:

$$\frac{H''_{li}}{H_i} = \lambda \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2e + 2b}{e \cdot b} \right) \cdot l \cdot \frac{2 \cdot w_\infty \cdot g}{2 \cdot g \cdot u_2^2 \cdot \Psi_i} = \lambda \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2e + 2b}{e \cdot b} \right) \cdot l \cdot \left(\frac{w_\infty}{u_2} \right) \cdot \frac{1}{\Psi_i} \quad (3.17)$$

3. perdite per attrito negli elementi statorici, H'''_{li} . Si calcolano facendo sempre riferimento alle dimensioni medie e a valori medi delle velocità, per questo dipendono essenzialmente dal tipo di statore utilizzato, nonché dalle rispettive forme e dimensioni. Queste perdite in genere comprendono quelle relative agli organi di collegamento nel caso di macchine multistadio, per esse è in genere $\frac{H'_{li}}{H} < 0.02$.

Nel complesso, per un singolo stadio è possibile scrivere con riferimento alle perdite idrauliche :

$$\frac{H'_{li}}{H_i} + \frac{H''_{li}}{H_i} + \frac{H'''_{li}}{H_i} = 1 - \eta_h \quad (3.18)$$

dove η_h è il *rendimento idraulico* della girante. Tale relazione può essere riscritta a scopo comparativo nella forma:

$$\frac{1 - \eta_h}{\lambda} = k_l.$$

L'andamento del coefficiente k_l calcolato per le dimensioni tipiche delle pompe è indicato in figura (3.2). Tale andamento dipende dal valore del numero di giri caratteristico e varia in funzione dell'elemento considerato (girante, voluta o diffusore). In ogni caso, per macchine con numero caratteristico molto basso il valore di k_l è alto. Per alti valori di n_q (o n_s), il k_l della girante aumenta in maniera considerevole, anche se le perdite riferite alla voluta diminuiscono.

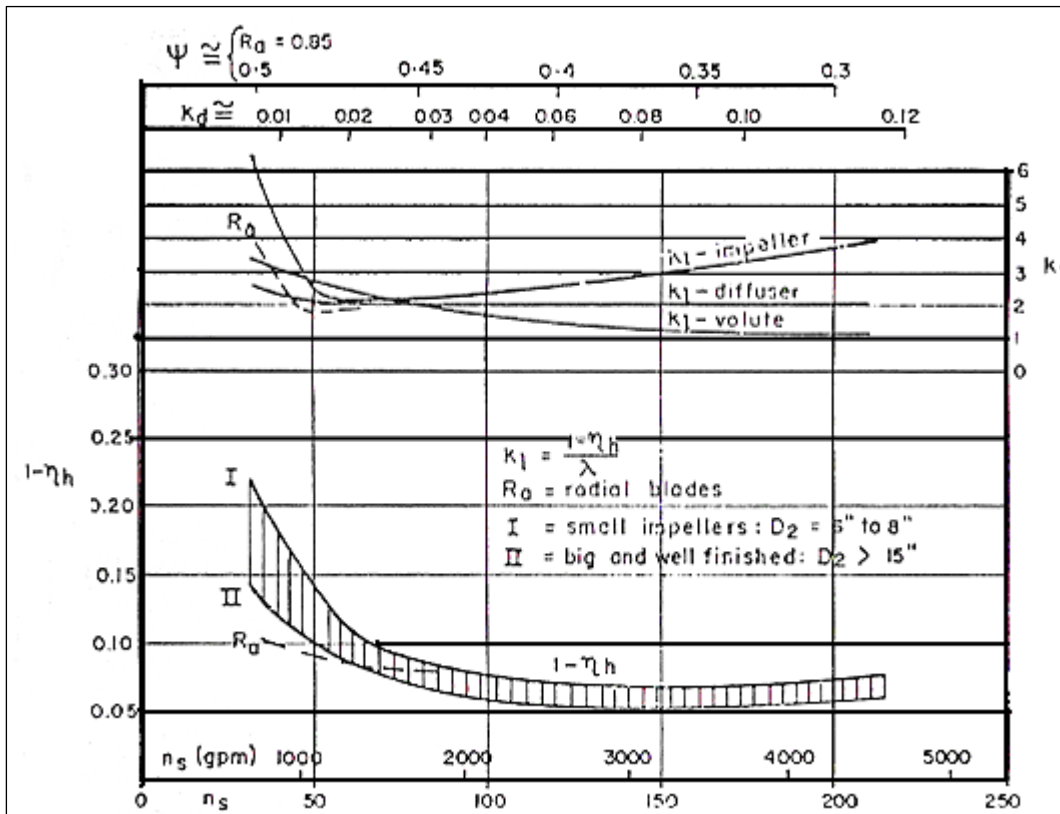


Figura 3.2 Perdite idrauliche rotoriche e statoriche in funzione della velocità specifica per valori comuni di k_d e ψ . (Kovats A., 1964, pag.114)

B. Leakage loss

L'espressione generale della perdite per fuga in macchine centrifughe a fluido incomprimibile è la seguente:

$$Q_l = \zeta \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta H} \cdot D_w \cdot \pi \cdot s_c \quad (3.19)$$

dove ζ è il *coefficiente di scarico*, ΔH è la differenza di prevalenza statica nell'interspazio in cui avviene la perdita, D_w è il diametro dell'anello di tenuta e s_c è l'interspazio in senso radiale (clearance) tra la girante e l'anello di tenuta. Il coefficiente ζ è:

$$\zeta = \frac{1}{\lambda \cdot \frac{l}{s_c} + 1.5}$$

dove λ è il coefficiente di attrito e l la lunghezza della zona di passaggio. Il valore di λ è in questo caso dipendente principalmente dalla forma dell'anello di tenuta e varia a seconda che questo abbia una singola o una doppia zona di passaggio o ancora uno scalino. In valore del rapporto l/s_c è poi generalmente contenuto entro limiti piuttosto ristretti ($60 < l/s_c < 80$) per ogni macchina e quindi è possibile dedurre con una certa approssimazione il valore di ζ in funzione del tipo di anello di

tenuta. Calcolando quindi il valore della differenza di prevalenza statica ΔH è possibile avere un'espressione delle perdite per fuga o come preferibile del rapporto Q_l/Q_t .

Il valore della prevalenza statica al diametro D_2 è:

$$H_{2st} = H - \frac{c_{u2}^2}{2g} = \psi_i \cdot \left(1 - \frac{\psi_i}{2}\right) \cdot \frac{u_2^2}{g};$$

al diametro relativo all'anello di tenuta la prevalenza statica è minore per un valore pari all'effetto delle forze centrifughe del flusso in rotazione tra le pareti fisse della cassa e le pareti della girante. Essendo la velocità rotazionale del fluido pari a circa $u/2$, risulta:

$$\Delta H_c = \frac{\left(\frac{u_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{u_w}{2}\right)^2}{2g} = \frac{u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{D_w^2}{D_2^2}\right)}{8g}$$

dove D_w e u_w sono le grandezze relative all'anello di tenuta (wearing ring). Infine, risulta:

$$\Delta H = H_{2st} - \Delta H_c = \psi_i \cdot \left(1 - \frac{\psi_i}{2}\right) \cdot \frac{u_2^2}{2} - \frac{u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{D_w^2}{D_2^2}\right)}{8g} = \frac{u_2^2 \cdot \psi_i}{g} \cdot \left[1 - \frac{\psi_i}{2} - \frac{1 - \frac{D_w^2}{D_2^2}}{8g}\right]. \quad (3.20)$$

Se indichiamo con

$$\psi_w = \psi_i \cdot \left[1 - \frac{\psi_i}{2} - \frac{1 - \frac{D_w^2}{D_2^2}}{8g}\right]$$

e sostituiamo ΔH in (), otteniamo in forma adimensionale ($Q_t = D_2^2 \cdot u_2 \cdot k_{dt}$ è riferito alla portata totale):

$$\frac{Q_l}{Q_t} = \zeta \cdot \frac{4.5 \cdot \sqrt{\psi_w}}{k_{dt}} \cdot \frac{D_w}{D_2} \cdot \frac{s_c}{D_2}, \quad (3.21)$$

$\frac{s_c}{D_2}$ è in genere compreso tra 1/500 per pompe di piccole dimensioni e 1/1000 per pompe di grandi

dimensioni. La figura 3.3 esprime graficamente il valore medio delle perdite per fuga in percentuale

rispetto alla portata volumetrica totale e in funzione dei valori di k_d e ψ_i per giranti centrifughe (per giranti aperte le relazioni e i valori sopra riportate non sono applicabili, ma vanno riadattati).

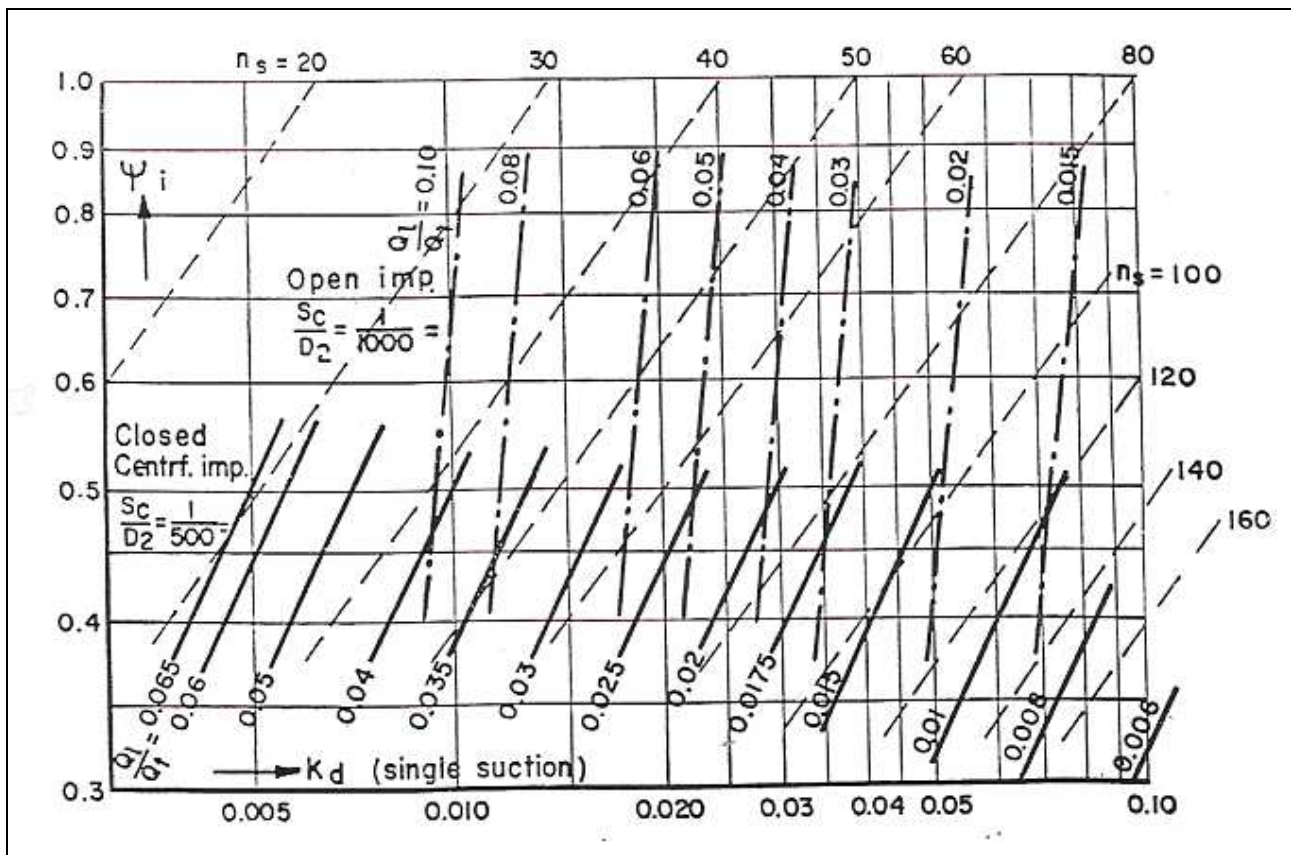


Figura 3.3 Leakage loss per giranti aperte e giranti chiuse in funzione di k_d e ψ_i e in funzione di n_s (con linea tratteggiata). (Kovats A., 1964, pag.123)

C. Perdite per attrito ai dischi

Le perdite per attrito ai dischi sono importanti in particolar modo per radianti centrifughe con basso k_d e quindi sezioni di passaggio ristrette. Per radianti a flusso assiale o a flusso misto sono di entità molto più modeste in quanto tali perdite dipendono inversamente dal diametro elevato alla quinta potenza e in macchine assiali le differenze tra diametro esterno e diametro interno sono notevoli. In genere non superano in questo caso lo 0.1÷0.2 %. In forma adimensionale si esprimono in rapporto alla potenza nella forma seguente:

$$\frac{N_{dfr}}{N} = \frac{k_{dfr} \cdot (1 + 5 \cdot l / D_2)}{\psi_i \cdot K_d} \quad (3.22)$$

valida per potenze espresse in ft-lb/sec. k_{dfr} è un coefficiente che per pompe di dimensioni standard varia tra 0.0006 e 0.0008. per radianti aperte N_{dfr} calcolato con la (3.22) va diviso per due in

quanto la superficie di attrito è solamente sul dorso della girante. Per giranti con sezione più strette le ($0.005 < k_d < 0.01$) le perdite per attrito ai dischi possono raggiungere e superare il 10%.

D. Perdite meccaniche

Le perdite meccaniche oltre a dipendere da molti fattori e dai diversi elementi nei quali si manifestano, sono fortemente influenzate dalle condizioni di lubrificazione e quindi con l'utilizzo possono variare anche considerevolmente di intensità. In generale essendo delle classiche perdite di attrito possono essere espresse nella forma:

$$N'_{lm} = \mu \cdot A \cdot p \cdot u \quad (3.23)$$

dove A è l'area sulla quale la pressione p agisce, u la velocità periferica dell'asse e μ il coefficiente di attrito. In forma adimensionale, risulta:

$$\frac{N'_{lm}}{N} = \pi \cdot \mu \cdot \gamma \cdot \frac{k_p}{k_d} \cdot \left(\frac{D_s}{D_2} \right)^2 \cdot \frac{l}{D_2} \quad (3.24)$$

D_s è il diametro dell'albero, l una lunghezza della zona di contatto e k_p un coefficiente caratteristico del contatto. Per pressioni di contatto pari alla pressione di scarico $k_p=1$. Tale relazione è da utilizzare separatamente per ogni coppia di elementi nei quali si manifesta attrito.

L'analisi delle varie forme di perdita e del peso relativo a ciascuna perdita separatamente individuata è un ottimo metodo per stabilire in che percentuale l'alterazione di un parametro, come la capacità, la taglia o la velocità influiscano sull'efficienza della macchina. Abbiamo visto come una calcolazioni matematicamente precisa di tali perdite non sia possibile, ma è indispensabile l'ausilio di relazioni empiriche e l'utilizzo dei risultati forniti dai test. In ogni caso poiché ogni perdita individuale costituisce solo una piccola parte del lavoro complessivamente elaborato dalla macchina, anche ammettendo un errore pari al 10÷20 % per ogni perdita individuale, questo comporta un errore pari al 1÷2 % sull'efficienza complessiva. Chiaramente il tutto rimane valido per perdite ed efficienza calcolate in condizioni di progetto (per le quali le relazioni prima espresse circa le perdite sono valide) e sino a quando il modello di flusso rimane invariato.

In definitiva l'efficienza complessiva per una macchina a fluido incompressibile può essere scritta nella forma:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (3.25)$$

dove

$$\eta_h = 1 - \left(\frac{H'_{li}}{H_i} + \frac{H''_{li}}{H_i} + \frac{H'''_{li}}{H_i} \right); \quad (3.25')$$

$$\eta_v = 1 - \frac{Q_l'}{Q_t}; \quad (3.25'')$$

$$\eta_m = 1 - \left(\frac{N_{dfr}}{N} + \frac{N'_{lm}}{N} + \frac{N''_{lm}}{N} \right) \quad (3.25''')$$

Relazioni valide nel caso di macchina a singolo stadio a flusso radiale-centrifugo. Per macchine assiali o macchine a più stadi le relazioni riguardanti le perdite devono essere riscritte e con esse i valori dell'efficienza.

In molti casi può essere utile fare riferimento ad un'efficienza interna, che consideri complessivamente le perdite volumetriche, le perdite idrauliche e le perdite per attrito sui dischi. In questo caso l'efficienza complessiva può essere riscritta nella forma:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta'_m \quad (3.26)$$

nella quale η'_m differisce da η_m calcolato in () del valore relativo alle perdite per attrito sui dischi (componente inclusa nel rendimento interno). Il grafico seguente riporta i valori medi dell'efficienza in funzione di k_d o n_s per vari valori di ψ .

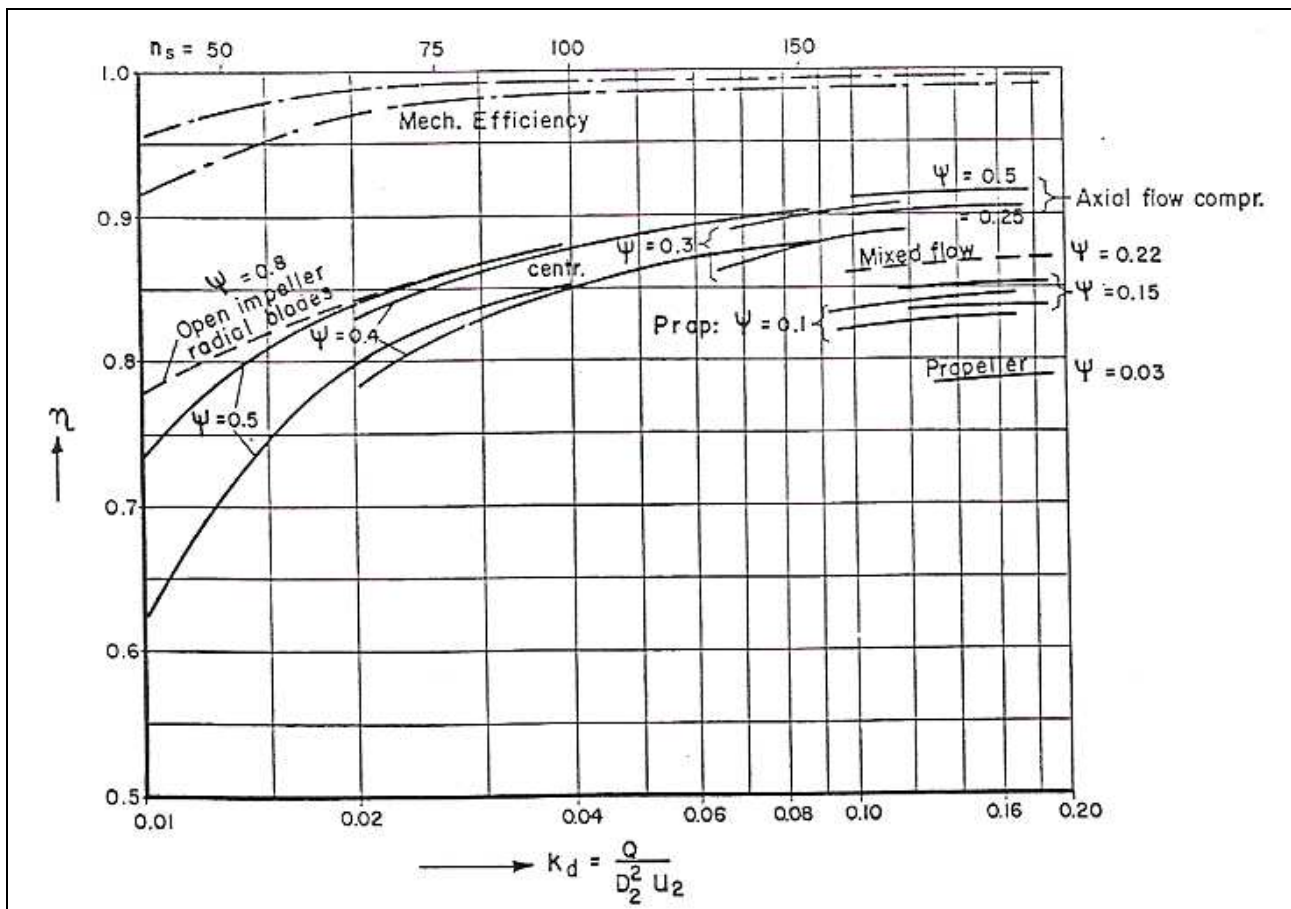


Figura 3.4 Valori medi dell'efficienza in funzione dei valori del coefficiente di portata o del numero di giri caratteristico per i valori più comuni di ψ . (Kovats A., 1964, pag.161)

3.2.4 Organi di diffusione: diffusori e volute spirali

La funzione specifica degli organi di diffusione delle pompe idrauliche in tutte le loro forme, diffusori, raddrizzatori o volute spirali, è quella di trasformare in energia di pressione e con le minori perdite possibili la quantità di energia che è ancora in forma cinetica all'uscita della girante.

L'entità di queste quantità di energia è espressa dal numero di pressione ψ , e risulta percentualmente tanto maggiore quanto maggiore risulta ψ .

La pressione media della corrente all'uscita della girante è approssimativamente costante lungo tutta la periferia esterna ed affinché l'efflusso del liquido avvenga con le minori perdite di energia la condizione di costanza della pressione deve essere mantenuta sino alla mandata della pompa. Se il flusso della corrente all'uscita del palettaggio girante non è limitato da alcuna superficie esterna la traiettoria delle linee di corrente è una spirale di notevole sviluppo. L'obiettivo della presenza di superfici esterne di guida è sostanzialmente quello di accorciare tale sviluppo; per esempio, una corrente potenziale, quindi senza manifestazioni di attrito, che fluisce lungo due superfici metalliche parallele lisce compie una traiettoria descritta da una spirale logaritmica: le componenti della velocità radiali del flusso variano di valore inversamente al raggio, quindi secondo la teoria del vortice libero, risulta per esse:

$$c_r \cdot R = \text{cost} . \quad (3.26)$$

Nella realtà la presenza degli attriti riduce la traiettoria della corrente secondo andamenti più o meno accorciati rispetto alla spirale logaritmica.

La convenienza o meno di un organo di diffusione rispetto ad un altro è un aspetto piuttosto complesso e non facilmente rappresentabile da espressioni analitiche. In generale possiamo dire che le casse delle pompe profilate a voluta-spirale possono essere riviste come un diffusore a pala unica di sezione notevolmente maggiore. Il percorso della corrente nella voluta è in generale considerevolmente maggiore che in un diffusore, e questo implica che maggiori possono essere le perdite in relazione appunto alla lunghezza del percorso ma anche della maggiore rugosità superficiale delle prime, anche se i maggiori raggi fluidodinamici relative alle singole sezioni attraversate dalla corrente costituiscono un vantaggio non trascurabile.

Ad ogni modo il grado di trasformazione energetica che si ottiene all'interno delle volute-spirali è comunque minore di quello che si ottiene all'interno dei diffusori palettati. In particolare come osservato in precedenza una condizione ottimale per l'efflusso all'interno delle volute è quello ottenuto a pressione costante lungo i 360° e questo implica chiaramente una costanza della velocità media all'interno delle stesse sezioni, per cui la trasformazione energetica vera e propria è

realizzata, con l'utilizzo di una voluta-spirale, nel tronco terminale conico divergente della cassa verso la mandata.

Le dimensioni giocano nella scelta dell'organo diffusore un ruolo fondamentale per vari motivi. per pompe di dimensioni minori i maggiori attriti superficiali all'interno di eventuali organi diffusori annullano i benefici stessi di una maggiore diffusione, inoltre la presenza stessa di un diffusore palettato aumenta dimensioni, peso e costo relativo della macchina. Su questo aspetto molti autori usano distinguere tra una "scuola" americana, che tende ad escludere la presenza del diffusore a vantaggio di una maggiore semplicità costruttiva e per una perdita di rendimento generalmente contenuta entro un punto percentuale, ed un orientamento europeo, valido in ogni caso solo per pompe ad alto potenziale, che prevede l'uso di diffusori palettati.

Indipendentemente dalle considerazioni dimensionali è risultata vantaggiosa l'adozione di un buon diffusore palettato per macchine con numero di pressione ψ_e superiore a 0.4.

3.2.5 Cavitazione e altezza di aspirazione di una pompa

Abbiamo già parlato del fenomeno della cavitazione in relazione al dimensionamento e alle condizioni di funzionamento di un'elica marina. Così come per le eliche, tutte le turbomacchine sono affette dai danni provocati dalla cavitazione quando la pressione in un punto all'interno dell'impianto scende sotto il valore della pressione di vapore per il fluido di esercizio. Il meccanismo di formazione è sempre lo stesso: con il diminuire del valore della pressione in determinati punti si ha la formazione di bolle di vapore all'interno del fluido di esercizio, se la pressione scende sotto un determinato valore le bolle implodono in maniera decisamente rapida, creando delle onde di sovrappressione; in particolare se l'implosione avviene nei pressi delle pale, creano urti, rumorosità, danneggiamento superficiale, perdita di prestazione, sino alla possibile rottura della macchina. Abbiamo già detto di come la pressione di vapore dipenda, ovviamente, dal fluido in questione ma anche dalla temperatura di esercizio (in particolare diminuisce con essa), oltre che dalla presenza o meno di gas disciolti in esso. L'equazione di conservazione dell'energia (equazione di Bernoulli) ci aiuta a quantificare il fenomeno nel caso specifico di una pompa; risulta:

$$g \cdot z_0 + \frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} = g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + Y_{01}$$

dove col pedice "0" sono state indicate le condizioni relative al pelo libero del serbatoio di adduzione e con il pedice "1" le condizioni relative alla flangia di aspirazione della macchina. Il termine Y_{01} comprende tutte le perdite, distribuite e concentrate, tra le due sezioni in considerazione.

Considerando inoltre nulla la velocità v_0 di abbassamento del pelo libero, come è d'uso farsi per un serbatoio di grandi dimensioni, ed indicando con h_{asp} , altezza di aspirazione, il dislivello tra h_1 e h_0 , si ottiene:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} = + \frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} - \frac{v_1^2}{2 \cdot g} - h_{asp} - Y_{01}. \quad (3.27)$$

Affinché non si verifichi cavitazione è necessario che sia $p_1 \geq p_v$. In realtà sappiamo che all'interno di una pompa il punto con pressione minima non è mai alla bocca di ingresso ma all'interno della macchina, in prossimità della zona di ingresso. Questo perché, nonostante la pressione aumenti all'interno della macchina proseguendo dalla zona di introduzione verso la zona di mandata, abbiamo già visto come esistano delle zone all'interno della macchina in sovrappressione (fronte palare) in relazione alla direzione di rotazione della macchina e zone in depressione (tergo palare). In particolare i punti a pressione minore sono in genere situati, in macchine ben progettate, in prossimità del leading edge (il bordo di ingresso alle pale) e nella zona più vicina allo shroud (lo shroud è la parte più esterna della macchina, quella per la quale il raggio di curvatura delle linee di flusso è, in generale, minore; se il raggio di curvatura diminuisce, la velocità relativa del flusso aumenta e con essa diminuisce la pressione). Inoltre abbiamo detto come la presenza di gas disciolti nel liquido di esercizio aumenti i pericoli della cavitazione. In definitiva la condizione per cui non si verifica cavitazione va riscritta nella forma seguente:

$$\frac{p_1 - \Delta p}{\rho} \geq \frac{p_v + p_g}{\rho}$$

dove p_g è la pressione parziale dei gas disciolti nel liquido di esercizio. E sostituendo l'ultima espressione nella relazione (12):

$$\frac{p_{atm}}{\rho \cdot g} - h_{asp} - Y_{01} - \frac{p_v + p_g}{\rho \cdot g} \geq \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}. \quad (3.28)$$

I termini a sinistra della disuguaglianza dipendono tutti dall'impianto (p_v e p_g dal liquido e dalle temperature di esercizio) e prende il nome di $(NPSH)_a$ (net positive suction head available, prevalenza netta positiva in aspirazione), mentre i termini a destra dipendono esclusivamente dal funzionamento della pompa e prendono il nome di $(NPSH)_r$ (net positive suction head richiesto o della pompa). Si può quindi scrivere:

$$(NPSH)_a \geq (NPSH)_r.$$

La relazione (3.28) e la definizione stessa di $(NPSH)_r$ mettono in evidenza come il progettista della pompa possa agire soltanto sui termini $v_1^2/2 \cdot g$ e $\Delta p/\rho \cdot g = \Delta h$ per limitare il fenomeno della cavitazione. In particolare il termine Δh congloba due differenze di pressione di diversa natura: la

prima dovuta ad aumento della velocità nella corrente liquida e la seconda specifica del comportamento idrodinamico del palettaggio girante e quindi dipendente dalle caratteristiche di lavoro delle pale, dalla forma dei bordi d'ingresso di dette pale, dall'angolo di inclinazione di detti bordi palari e dal cambio di direzione che viene imposto alla corrente entrante nel palettaggio. Il valore della depressione Δh è in ogni caso proporzionale al valore della prevalenza e del numero caratteristico di macchina e varia al variare dei valori della portata e del numero di giri secondo una legge all'incirca parabolica. Influenza sul valore della depressione è esercitato anche dall'angolo di incidenza della corrente oltre che dal numero di pale della girante, in particolare si è notato, sulla base di ricerche di tipo sperimentale, che il valore di Δh aumenta all'aumentare del valore del numero di pale z . Si usa esprimere Δh mediante relazioni della forma seguente:

$$\Delta h = \lambda_1 \cdot \frac{w_0^2}{2 \cdot g} + \lambda_2 \cdot \frac{c_0^2}{2 \cdot g}. \quad (3.29)$$

nella relazione (3.29) abbiamo indicato con il pedice "0" i valori della velocità, relativa ed assoluta, al bordo di introduzione della girante per non generare confusione con i pedici (1) e (2) relativi ai coefficiente λ ; questi ultimi sono coefficienti numerici mediamente uguali a 0.3 e 1.2 rispettivamente. La relazione 3.29 mette in evidenza due diversi contributi all'accelerazione di liquido all'ingresso della girante. Il secondo dipendente dal quadrato della velocità assoluta è conseguenza della curvatura delle linee di flusso in prossimità dello shroud (del diametro esterno) e della restrizione della sezione a causa dello spessore delle pale; il secondo dipendente principalmente dalla curvatura del leading edge e quindi dall'angolo β_1 ed espresso tramite la velocità relativa. Risulta utile ai fini pratici esprimere la relazione (3.29) in funzione dei valori della portata Q e del numero di giri caratteristico n_s :

$$\Delta h = \left[\left(\frac{n_s \cdot 60}{100} \right)^2 \cdot \frac{Q}{y \cdot S} \right]^{2/3} \quad (3.30)$$

dove $y = 1 - \frac{D_m^2}{D_i^2}$ indica un coefficiente di riduzione della sezione A_0 della sezione di imbocco della girante ($0.65 \leq y \leq 0.90$) ed S è il numero caratteristico di aspirazione proposto da Pfleiderer:

$$S = \frac{0.09}{\pi} \cdot \left[\frac{2 \cdot g}{\lambda_1 \cdot \left(\frac{\delta^2}{\cos^2 \beta_0 \cdot \sin \beta_0} \right)^{2/3} + \lambda_2 \cdot \frac{(\delta \cdot \tan \beta_0)^2 + (1 - \delta)^2}{(\delta \cdot \tan \beta_0)^{2/3}}} \right]^{3/2} \quad (3.31)$$

essendo $\delta = 1 - \frac{c_{0u}}{u_{1B}}$ e β_0 l'angolo misurato nella zona palare di minore depressione, il cui valore di ottimo è espresso dalla relazione:

$$\operatorname{tg}|\beta_0|_{ott} = \sqrt{\frac{\lambda_1 + \lambda_2 \cdot \left(\frac{1}{\delta} - 1\right)^2}{2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}}. \quad (3.32)$$

Dalla relazione (3.30) è evidente come le migliori condizioni in relazione alla cavitazione si hanno per i valori più alti di S . Un'elaborazione sperimentale condotta da K. Pfleiderer riporta in diagramma i valori di S e β_0 ottimali in funzione del valore di δ .

Una possibile caratterizzazione dei fenomeni cavitazionali, particolarmente utile in relazione al numero di giri caratteristico della macchina, è data dalla definizione del *numero caratteristico adimensionale per la cavitazione*:

$$\sigma = \frac{\Delta h}{h}$$

dove h è la prevalenza sviluppata dalla pompa nelle condizioni di funzionamento a rendimento massimo. Tale rapporto prende anche il nome di *costante di Thoma* per la cavitazione. Il riferimento alla costante di Thoma è particolarmente importante per le macchine ad alto numero caratteristico di macchina, n_q , per le quali vedremo in seguito la curva caratteristica h/Q ad $n = \text{cost}$ ha una scarsa pendenza alla soglia dei fenomeni cavitazionali.

3.2.6 Le linee e i diagrammi caratteristici del funzionamento delle pompe

Il tracciamento di linee e di diagrammi detti *caratteristici*, pone in evidenza per le pompe, così come per tutte le turbomacchine, le correlazioni e le interdipendenze tra le varie grandezze e i diversi parametri che ne definiscono il comportamento operativo: lavoro specifico o prevalenza H , portata di liquido Q , velocità di rotazione all'asse n , potenza assorbita dal motore d'azionamento P_p , rendimenti, altezza netta positiva all'introduzione, ecc.

Gli andamenti di dette linee o curve dei diagrammi variano al variare del numero di giri caratteristico n_q e quindi variano al variare del tipo di girante considerata, a flusso radiale-centrifugo, a flusso misto, a flusso assiale o ad elica.

È possibile distinguere tra linee caratteristiche teoriche e le linee caratteristiche effettive. La figura (3.5) descrive l'andamento qualitativo delle più utilizzate caratteristiche effettive a numero di giri costante per la macchina. Ma prevalenza e portata di una pompa variano con la velocità in maniera tale da mantenere invariato il proprio andamento. In particolare la variazione di H , Q , P_p al variare

della velocità di rotazione della macchina segue regole ben precise definite dalle cosiddette *leggi di affinità*. Tali leggi di origine sperimentale, ma con un rigoroso riscontro teorico, stabiliscono quando applicate ad un punto di una curva prevalenza-capacità, che: quando la velocità di rotazione cambia, la prevalenza cambia direttamente con il quadrato della velocità mentre la potenza all'asse varia direttamente con il cubo della stessa velocità.

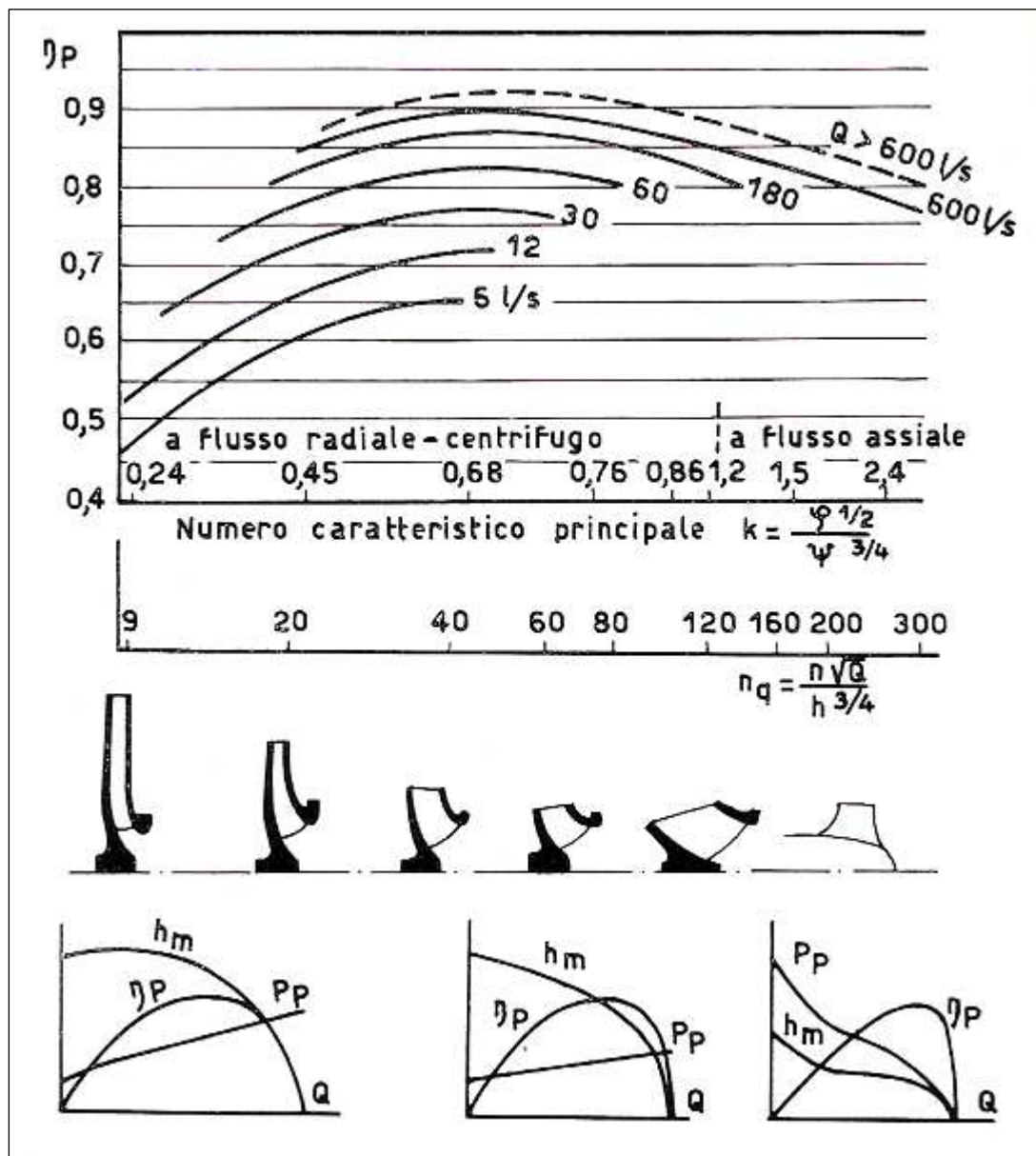


Figura 3.5- Diagramma illustrante i diversi andamenti del funzionamento per pompe a palettaggi rotanti, al variare del valore del numero caratteristico di macchina (k o n_q) passando dalle pompe a flusso radiale centrifugo a quelle a flusso semiassiale-conico ed a quelle a flusso assiale. Da esso è possibile dedurre la variazione progressiva di forma per la girante al variare di n_q , le variazioni relative del rendimento alle diverse portate di esercizio e quelle dell'andamento per le diverse curve caratteristiche (P_p =potenza assorbita al motore di azionamento della pompa, η_p =rendimento complessivo della pompa e h_m =prevalenza monometrica) ad n =cost. (Medici M., 1967, pag.270)

Quali linee caratteristiche teoriche è d'uso in genere riferirsi a delle curve rappresentate in un piano cartesiano h_e/Q , sempre ad $n=\text{costante}$ e possono essere dedotte direttamente dall'analisi dei triangoli delle velocità con riferimento all'analisi monodimensionale, per questo sono definite anche *caratteristiche euleriane*.

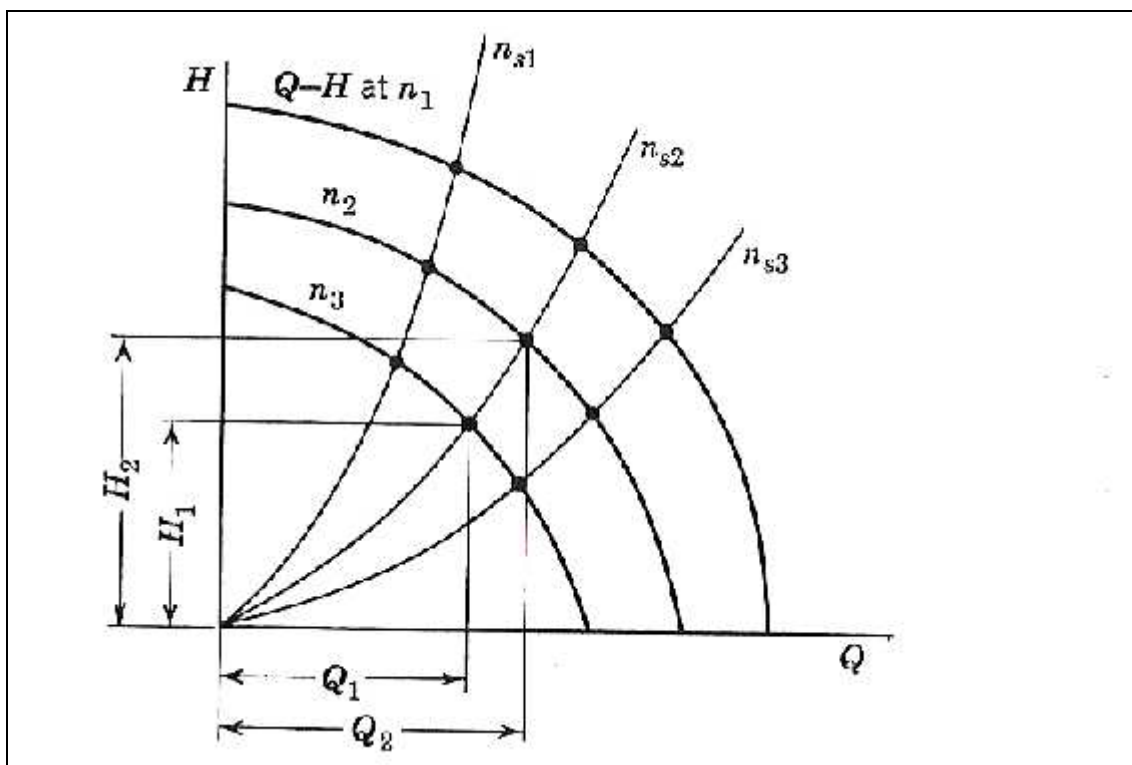


Figura 3.6- Variazione della curva prevalenza-portata con la velocità. In figura sono tracciati i punti connessi dalle leggi di affinità, la parabola corrispondente definisce punti di eguale efficienza e con la stessa velocità specifica. (Stepanoff A. J., 1948, pag. 34)

Tali curve euleriane sono in ogni caso delle rette come è facilmente deducibile dalle equazioni di Eulero nel caso in cui sia $c_{u1}=0$ (cioè senza prenotazione all'ingresso):

$$c_{u2} = u_2 - w_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{g \cdot \tan \beta_2} \Rightarrow H_e = \frac{u \cdot c_{u2}}{g} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot c_{m2}}{g \cdot \tan \beta_2} . \quad (3.33)$$

Nell'equazione (3.33) c_{m2} è proporzionale alla portata volumetrica Q ed in particolare uguale al prodotto di c_{m2} per l'area della sezione normale ad essa. In figura (3.7) è riportato il valore dell'intersezione di tale retta con l'asse delle ordinate (u_2^2/g), mentre il relativo punto di intersezione sull'asse delle ascisse è per $u_2 \cdot \tan \beta_2$. Dalla linea caratteristica teorica è possibile anche dedurre l'importanza dell'angolo β_2 , da cui dipende appunto la pendenza di tale retta. Per $\beta_2=90^\circ$, la retta è parallela all'asse delle ascisse. Per $\beta_2 < 90^\circ$, la prevalenza diminuisce con la portata, mentre

Per concludere la trattazione circa la caratteristica teorica, osserviamo cosa avviene quando $c_{ul} \neq 0$. Applicando la stessa sostituzione trigonometrica già vista per l'equazione (18), otteniamo per H_{e1} :

L'equazione (3.34) è della stessa forma dell'equazione (3.33) con pendenza pari alla tangente dell'angolo β_1 . La curva euleriana è in questo caso dalla differenza tra le ordinate corrispondenti alle due rette appena descritte (la linea JK in figura 3.7). Quando la prenotazione ha verso opposto a quello di rotazione della macchina, la retta relativa a H_{e1} dovrebbe sommarsi a quella relativa a H_{e2} con relativo beneficio in termini di prevalenza. Nella pratica è stato dimostrato, dall'esperienza, che per le pompe non esiste alcun vantaggio affinché ci sia prerotazione (in alcuno dei due versi di rotazione) e la presenza del termine $c_{u1} \neq 0$ è dovuto esclusivamente ad effetti ineliminabili quali la forma del canale di adduzione alla girante o ad un eventuale “effetto-shock” all'ingresso delle pale.

Figura 3.7 Caratteristica teorica o Euleriana. (Stepanoff A. J., 1948, pag. 26)

3.3 Progettazione e dimensionamento

Nello studio di una macchina operatrice quale può essere una pompa, un compressore o una ventola, il primo passo che il progettista deve affrontare, ancora prima di dare il via ai calcoli dettagliati che portano per esempio alla determinazione della corretta prevalenza o capacità di una pompa, o ancora al rapporto di pressione ideale per un compressore, è quello di stabilire le caratteristiche di base della macchina.

Velocità di rotazione (se una scelta è possibile); tipologia di macchina, ovvero macchina radiale, mista o assiale; numero di stadi necessari, ovvero macchina monostadio o pluristadio; numero di ingressi ottimale per il flusso; portata, prevalenza e coefficienti caratteristici (ψ e k_d) richiesti.

Quando questi elementi base sono definiti il progettista potrà scendere nel dettaglio ai calcoli relativi ai diversi elementi, quali rotore, diffusore, organi di bilanciamento, etc.

È evidente comunque che nessun elemento della macchina è indipendente dagli altri, al contrario le caratteristiche di base di ogni elemento sono strettamente legate tra di loro e uno studio definitivo della macchina porta sicuramente ad alcune modifiche nei calcoli effettuati al fine di giungere al progetto definitivo.

Come abbiamo visto per definire la caratteristiche di base che la macchina in progetto deve possedere può essere utile ed in molti casi diventa necessario l'utilizzo di coefficienti adimensionali, quali per esempio k_d e ψ , questo perché le leggi di similitudine ci permettono di utilizzare i risultati sperimentali e i modelli di macchine già realizzati, al fine di predire le caratteristiche di prototipi di differente taglia e velocità.

In particolare tali valori definiscono, come abbiamo precedentemente avuto modo di osservare, la forma della curva caratteristica della pompa e quindi la loro scelta deve essere prioritaria rispetto alla determinazione appunto delle caratteristiche dimensionali della macchina. Ad esempio il coefficiente di portata k_d influisce in maniera significativa sui valori dell'efficienza della girante e determina in definitiva le sezioni di passaggio all'interno della stessa.

Un vantaggio notevole nella realizzazione della nostra macchina ci è dato dal fatto che possiamo assumere dei valori di progetto non legati ad un particolare servizio, considerando come output imprescindibile solo il valore della potenza resa dalla pompa in termini di prevalenza e portata, e come input il valore della velocità di rotazione ottimale del motore elettrico atto ad azionare la macchina. In realtà nella progettazione del propulsore abbiamo fissato come output il valore della potenza resa all'asse dell'elica ($P_{de} \approx 2000W$) quindi l'obiettivo nel dimensionare la pompa è quello di fornire dei valori adeguati di prevalenza e portata, e quindi di potenza, tali da garantire un accoppiamento con turbina di potenza che abbia l'output desiderato. In particolare, in relazione a

quanto detto in termini di output, una prima importante osservazione riguarda la “taglia” della pompa in considerazione. È evidente infatti che la pompa in progetto si inserisce nel campo di quelle macchine operatrici meccaniche di piccole dimensione spesse volte indicate con il termine di “micropompe”, ossia macchine operatrici che richiedono potenze inferiori ai 10 Kw.

Questo ci permette già di definire alcune caratteristiche di base della macchina, in quanto ci permette di inserire la pompa in oggetto tra la macchine operatrici a flusso radiale-centrifugo monostadio. Per definire la geometria della macchina in relazione alla “taglia” della stessa infatti molti testi riportano dei grafici di natura sperimentale dai quali è possibile dedurre il campo di utilizzo di ciascuna geometria in relazione alla portata di esercizio della macchina. In generale si tratta di grafici che offrono valori medi del rendimento di macchina in funzione del numero di giri caratteristico (dal quale dipende la geometria della macchina) per diversi valori della portata di esercizio (valore che determina in linea generale la taglia della pompa). La figura (3.2) e la figura (3.5) rappresentano tale andamento.

In particolare la figura (3.5) mostra in grafico uno studio condotto da H.H. Anderson su una ampio numero di pompe centrifughe per investigare gli “effetti di taglia” sulle prestazioni in termini di efficienza e sulla geometria della girante. Lo studio è stato effettuato su macchine con NPSH sufficientemente alto da poter essere trascurati gli effetti della cavitazione e con fluido di lavoro costituito sempre da acqua. I risultati sono espressi anche dalla relazione:

$$\eta = 0.94 - 0.08955 \cdot \left[\frac{Q(\text{gpm})}{n(\text{rpm})} \cdot X \right]^{-0.21333} - 0.29 \cdot \left[\log_{10} \left(\frac{2286}{n_s} \right) \right]^2 \quad (3.35)$$

dove

$$X = \left[\frac{140}{\varepsilon \cdot (\mu - \text{in.})} \right]^2.$$

La relazione (3.35) non è altro che una combinazione tra le relazioni espresse dall'autore per determinare l'efficienza e la velocità della macchina in funzione della portata. Nell'espressione di X sono presenti ε , coefficiente di ruvidità superficiale, e μ , coefficiente di viscosità.

Nella pratica tutte le pompe dinamiche di piccole dimensioni sono realizzate come macchine a flusso radiale centrifugo a meno che particolari necessità di esercizio non impongano l'utilizzo di geometrie differenti. L'utilizzo di una macchina a flusso radiale è, tra l'altro, in buon accordo con la necessità di realizzare nel complesso un sistema chiuso (pompa-turbina) di dimensioni ridotte e peso contenuto, in quanto ci permette di elaborare portate volumetriche minori realizzando prevalenze maggiori. Anche la scelta di realizzare una macchina monostadio è in buon accordo con la necessità di realizzare un sistema nel complesso compatto e di dimensioni contenute. In

particolare occorre precisare che la realizzazione di una macchina multistadio è essenzialmente legato alla capacità da parte di un singolo stadio di realizzare alla portata di esercizio (o meglio entro il range delle possibili portate di esercizio) il valore della prevalenza richiesto, solo se questo non è possibile si ricorre all'utilizzo di macchine multistadio nelle quali il salto complessivamente da realizzare è suddiviso su più stadi. In ogni caso la tendenza per pompe di piccole dimensioni è quella di realizzare macchine ad un solo stadio, questo anche in relazione al fatto che per dimensioni contenute le perdite realizzate nei condotti di trasferimento del fluido da uno stadio al successivo (i crossover) in generale danno luogo a perdite consistenti.

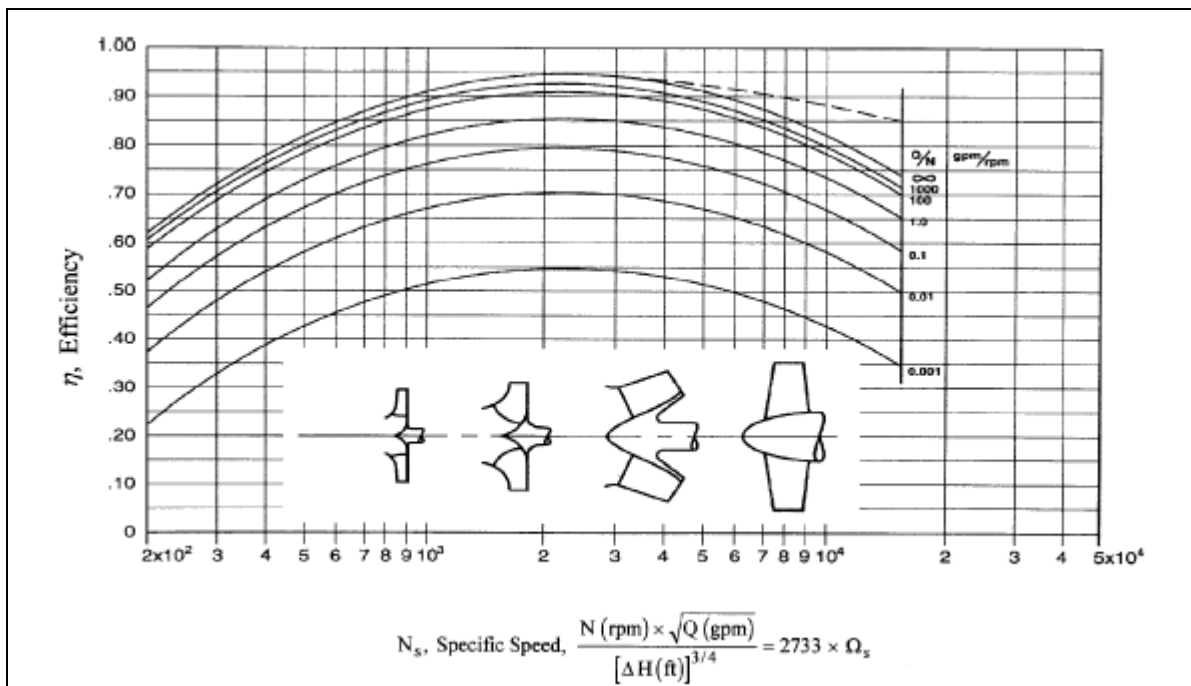


Figura 3.5. Efficienza al BEP, per pompe centrifughe, in funzione di velocità specifica, taglia e geometria adattata da Anderson per $X=1$. (Karassik I. J., Messina P. J., Cooper P., Heald C. C., 2001, 2.25)

Una ultima considerazione da fare in relazione alla taglia e al sistema da realizzare nel complesso è legato alla possibilità di utilizzare una pompa con doppia bocca di introduzione, una soluzione che in molti casi dà buoni risultati in relazione ai fenomeni cavitazionali e può migliorare il rendimento (in quanto aumenta le sezioni di flusso e quindi K_d). Anche in questo caso la necessità di contenere le dimensioni del sistema chiuso nel complesso oltre ad una maggiore semplicità costruttiva (dividere il flusso in ingresso della pompa significa dividerlo anche in uscita dalla turbina e questo complica il sistema nel complesso oltre a costituire un aumento delle perdite all'esterno della girante della pompa che annullano i benefici ottenuti all'interno della stessa) portano ad escludere la possibilità di utilizzare una soluzione con doppia bocca di ingresso.

A questo punto, fissate alcune caratteristiche di base per la macchina, macchina monostadio a flusso radiale-centrifugo ad una sola bocca di introduzione, è possibile definire i parametri di funzionamento che ne permettano il dimensionamento in relazione alle prestazioni.

Facciamo riferimento quindi all'espressione del numero di giri caratteristico, all'espressione della potenza in uscita dalla pompa e ai valori dei coefficienti k_d e ψ di interesse. Ovvero:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.9)$$

$$P_{up} = \frac{P_{de}}{\eta_{tt}} = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{102 \cdot \eta_{tt}} \quad (3.36)$$

$$k_d = \frac{Q}{D_2^2 \cdot u_2}; \quad \Psi_e = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2}.$$

Dove con P_{up} si è indicato il valore della potenza che il fluido di esercizio possiede in uscita dalla pompa; P_{de} indica il valore della potenza resa disponibile all'asse della turbina; Q_t indica la portata volumetrica totale, ossia comprendente le perdite di flusso ($Q_t = Q + Q_l$), e η_{tt} indica il rendimento totale di turbina. P_{de} è in sostanza l'output desiderato; per determinare P_{up} in relazione a P_{de} è necessario ipotizzare un rendimento totale di turbina η_{tt} .

Abbiamo già detto che il valore del numero di giri caratteristico, n_q , calcolato al punto di funzionamento a rendimento ottimale determina la geometria della macchina. Dovendo realizzare una micropompa, quindi una macchina a flusso radiale centrifugo, il range di valori plausibili per n_q si restringe a valori compresi nell'intervallo $10 \leq n_q \leq 40$. In particolare i valori di rendimento massimo si ottengono per $n_q \approx 40$ come le figure (3.2) e (3.5) dimostrano. Inoltre in relazione al numero di giri caratteristico di macchina abbiamo già detto che un suo aumento comporta una diminuzione delle dimensioni della macchina stessa e questo è sempre vantaggioso (anche in termini di peso e costi del materiale). Infine, per tali valori del numero di giri caratteristico, la curva prevalenza-portata effettiva risulta ancora piuttosto piatta e questa è una condizione vantaggiosa qualora sia necessario variare la portata di esercizio.

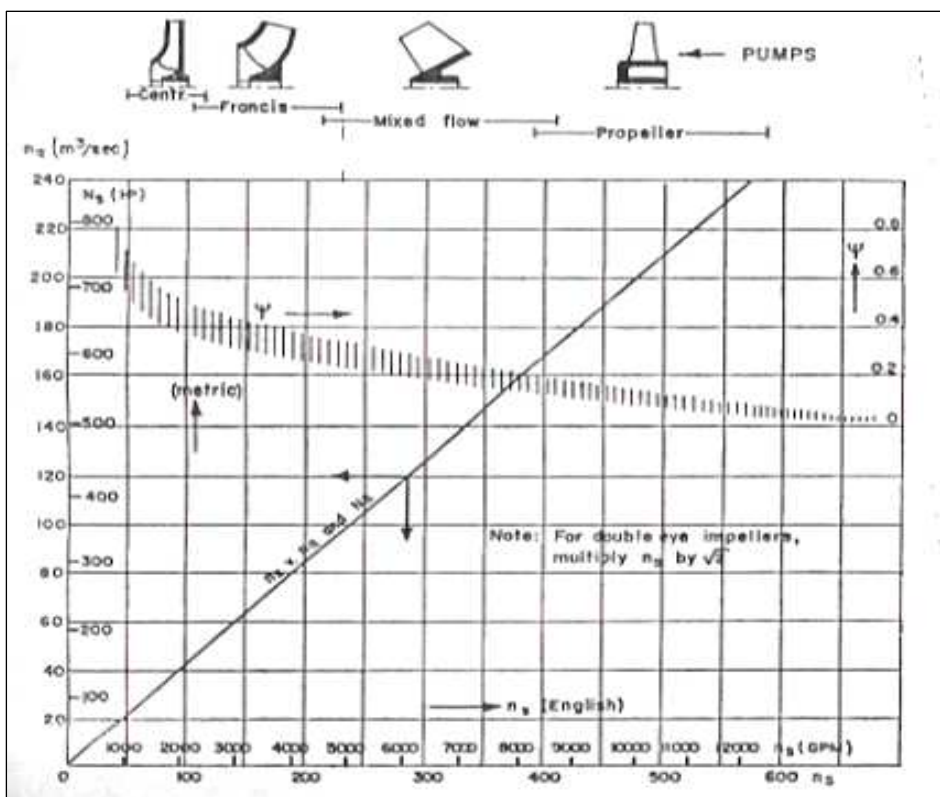
Fissato il numero di giri caratteristico e osserviamo dalla relazione che lo definisce che esso dipende da tre parametri: n , Q e H .

A questo proposito è da notare però, come la velocità di rotazione della macchina sia un parametro vincolato principalmente dal tipo di motore con il quale la pompa viene azionata. In questo, come in molti altri casi di interesse pratico, l'azionamento avviene tramite motore elettrico e quindi il numero di giri previsto è limitato a pochi valori, legati alla frequenza e al numero di coppie polari

Definito il numero di giri n della macchina, le relazioni (3.9) e (3.36) definiscono un sistema di due equazioni in due incognite (fissato il tipo di fluido, e quindi γ , e stimato un η_{tt}) dal quale è possibile ottenere i valori di Q ed H desiderati. In particolare risulterà:

$$H = 19.27 \text{ m} .$$

A questo punto per procedere alle calcolazioni numeriche inerenti il dimensionamento della girante non ci resta che definire i valori dei coefficienti di pressione e di portata, K_d e ψ . Anche in questo caso la scelta può essere fatta sulla base dei risultati sperimentali, ricordando che il numero di giri specifico non indica giranti geometricamente simili. Giranti con differenti valori di ψ e quindi con caratteristiche differenti possono avere lo stesso numero di giri caratteristico, sino a quando il rapporto $K_d / \psi^{3/2}$ rimane lo stesso (come la relazione (3.9) stabilisce). Ma la relazione migliore tra K_d e ψ resta, dai dati sperimentali, entro limiti piuttosto ristretti.



La figura (3.6) indica il range entro cui ψ è generalmente contenuto, in relazione al numero di giri caratteristico, oltre ad offrire una utile conversione dei valori assunti da tale numero caratteristico in funzione delle unità di misura utilizzate. Ma è importante osservare come tale grafico dia solamente informazioni di base, valide nel caso in cui le giranti siano progettate seguendo le indicazioni tipiche per il dimensionamento delle pompe. In realtà, il valore di ψ con il quale far lavorare la macchina in condizioni di rendimento ottimale, è strettamente legato al valore dell'angolo β_2 (come le relazioni di Eulero e la stessa definizione di ψ dimostrano). Per questo A. J. Stepanoff ha elaborato un grafico, di natura sperimentale, dal quale è possibile definire il valore del coefficiente di prevalenza (e del coefficiente di flusso Φ) in funzione del numero di giri caratteristico, per vari valori dell'angolo di uscita β_2 (figura 3.7).

Per macchine radiali centrifughe è considerato standard un angolo di uscita dalle pale della girante $\beta_2 = 22.5^\circ$ (in ogni caso è preferibile che sia: $20^\circ < \beta_2 < 25^\circ$); I valori di ψ rappresentati in figura 3.6 sono in buon accordo con i valori dedotti in figura 3.7 per $20^\circ < \beta_2 < 25^\circ$.

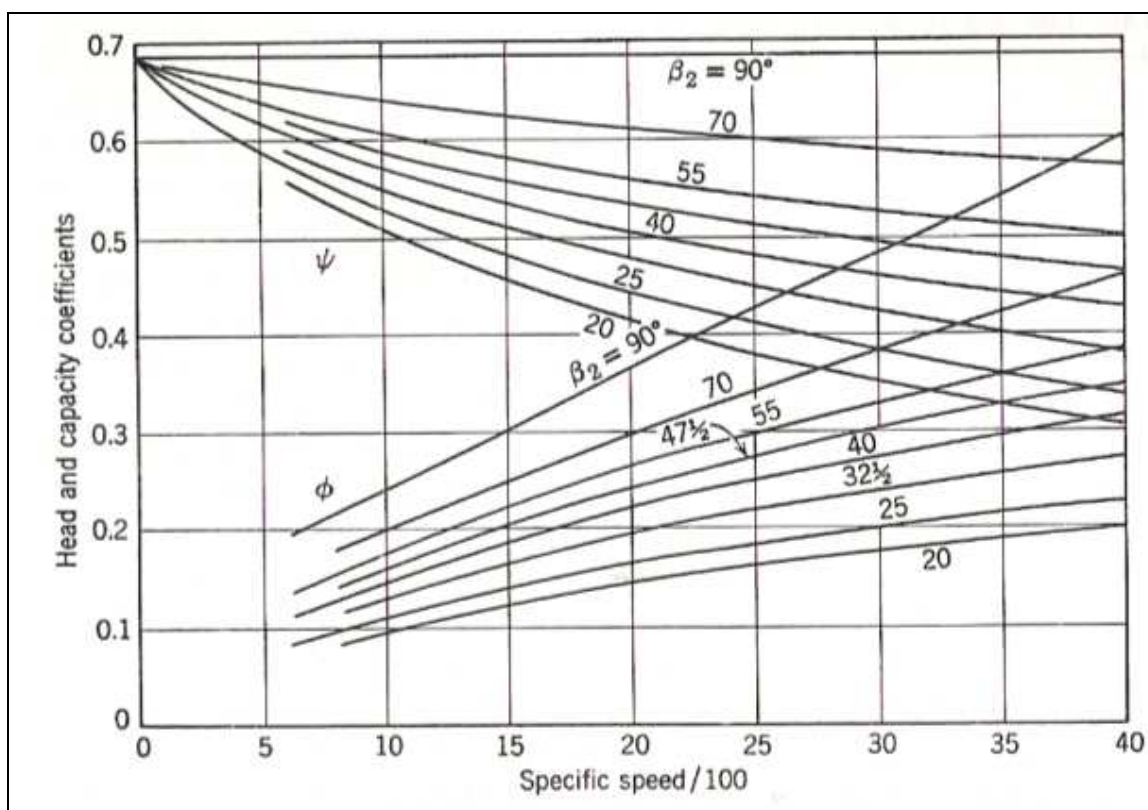


Figura 3.7 Andamento dei coefficienti ψ e Φ in funzione del numero di giri caratteristico n_s per vari valori di β_2 . (Stepanoff A. J., 1948, pag. 176)

L'approccio scelto per le nostre calcolazioni prevede la scelta del k_d ottimale tramite i grafici (figure 3.2, 3.3, 3.4) inerenti le perdite idrauliche, le perdite per fuga e l'efficienza di macchina in relazione al numero di giri n_s .^(**) successivamente viene determinato il valore di ψ dalla relazione 3.10; risulta:

$$\psi_e^{3/4} = \frac{178}{n_q} \cdot k_d^{1/2}.$$

Infine la figura 3.7 può essere utilizzata per verificare la bontà della scelta (per $20^\circ < \beta_2 < 25^\circ$). La soluzione poteva anche essere ottenuta in maniera inversa determinando prima ψ (da grafico) e poi k_d (con la 3.10).

Per le nostre calcolazioni risulterà:

$$\begin{cases} \psi \approx 0.42 \\ k_d \approx 0.04 \end{cases}$$

Un'ultima precisazione va fatta in relazione alla scelta di determinare k_d con la 3.10. Avremmo infatti potuto calcolare il coefficiente di flusso Φ tramite la 3.37.b, ed utilizzare tale coefficiente nelle calcolazioni successive, ma fare riferimento al coefficiente di portata k_d ci mette direttamente in relazione alle dimensioni esterne della macchina (k_d dipende, secondo definizione, dall'inverso del quadrato di D_2), e questo risulta in alcuni casi conveniente.

Con numero di coppie polari	Con la $f = 50$ hz [giri al minuto]	Con la $f = 60$ hz [giri al minuto]
1	3000	3600
2	1500	1800
3	1000	1200
4	750	900
5	600	720
6	500	600

Tabella 3.1. Variazione del numero di giri di un motore elettrico in relazione al numero di coppie polari.

^(**) i valori di k_d così ottenuti sono in pieno accordo con la tabella fornita da Kovats A., 1964, pag.322 in cui è indicato come range di buon rendimento per una macchina centrifuga: $0.025 < k_d < 0.1$.

3.3.1 Dimensionamento della girante

A. Diametro di uscita dalla girante D_2

Generalmente si è soliti identificare le dimensioni della macchina, in particolare per macchine monostadio, con il valore del diametro esterno della girante. Definito il coefficiente caratteristico ψ , il valore della prevalenza da realizzare e il numero di giri in rpm della macchina al BEP (best efficiency point), è immediato il calcolo della velocità periferica, u_2 , all'uscita della girante; risulta:

$$u_2 = \left(\frac{g \cdot H}{\psi} \right)^{1/2}$$

e da essa

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n}.$$

Con tali valori di u_2 e D_2 è possibile fare una sorta di verifica sul valore di k_d calcolato in precedenza, tramite la relazione che lo definisce:

$$k_d = \frac{Q}{D_2^2 \cdot u_2}.$$

A questo punto abbiamo tutte le informazioni necessarie a determinare l'ingresso della girante, in particolare il valore dei diametri: D_o , di ingresso all'occhio della girante, e D_1 , di ingresso alle pale. In generale D_1 sarà leggermente maggiore di D_o .

B. Diametro d'occhio D_o

Indichiamo con c_{mo} la componente meridiana della velocità assoluta all'occhio della girante; c_{mo} definisce la portata di esercizio Q e può quindi essere determinata dalla relazione tra la stessa portata volumetrica e k_d . In forma adimensionale risulta:

$$\frac{c_{mo}}{u_2} = \frac{k_d}{\left(\frac{D_o}{D_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2} \right) \cdot \frac{\pi}{4}} \quad (3.37)$$

da cui

$$\frac{D_o}{D_2} = \sqrt{\frac{k_d}{\left(\frac{c_{mo}}{u_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2} \right) \cdot \frac{\pi}{4}}}. \quad (3.38)$$

Rimane quindi definito il valore di D_o in funzione di c_{mo} e del rapporto D_s/D_o . Ricordando che D_s rappresenta il diametro al mozzo e che il quadrato del suo rapporto con D_o definisce l'area di ingresso, occorre osservare che la soluzione ottimale per l'occhio della girante è rappresentata dalla

combinazione migliore tra i due parametri geometrici, D_o e D_s/D_o , e il valore non ancora assegnato di c_{mo} . Per questo sarà opportuno costruire una tabella nella quale inserire i valori di D_o , D_s/D_o e c_{mo} per valutare la soluzione fluidodinamica più vantaggiosa.

In generale il rapporto D_s/D_o è contenuto entro limiti piuttosto ristretti in relazione alla geometria della macchina e al valore di k_d . Per macchine radiali-centrifughe: $0.3 < D_s/D_o < 0.5$; i valori più bassi del rapporto sono in genere più vantaggiosi per bassi valori di k_d , in quanto aumentano la sezione di ingresso e quindi limitano le perdite fluidodinamiche. Per valori troppo bassi di D_s deve essere verificata la resistenza strutturale dell'albero della girante.

A questo proposito è necessario osservare che, in generale, il dimensionamento fluidodinamico e quello strutturale vengono condotti parallelamente nella progettazione di una turbomacchine di media e grande potenza, con un procedimento che il più delle volte diventa iterativo, ma è evidente che per macchine di piccole dimensioni l'ottimizzazione fluidodinamica è un aspetto maggiormente critico rispetto a quello strutturale, in quanto le forze in gioco sono spesso contenute entro limiti accettabili. Per questo, nel secondo caso, al termine del processo di ottimizzazione fluidodinamica si affrontano i calcoli relativi alla resistenza strutturale e vengono apportate le eventuali modifiche.

Con particolare riferimento all'albero della girante, si procede in questo modo: una verifica preliminare viene fatta per determinare il diametro minimo dell'albero motore in relazione ai requisiti di resistenza (in particolare la sezione al giunto di accoppiamento con il motore elettrico risulta la più sollecitata in una progettazione standard), prendendo in considerazione solamente il momento torcente agente sull'albero, quello necessario appunto a trasmettere energia al flusso. Successivamente, al termine di tutta la fase di dimensionamento, deve essere realizzata una analisi più dettagliata dello stesso che prenda in considerazione anche le altre forze in gioco, e data la presenza di forze normali e momenti flettenti una verifica a fatica risulta, in genere, necessaria.

Anche il valore di c_{mo} , e in particolare il suo rapporto con u_2 , è contenuto entro limiti piuttosto ristretti, dettati dall'esperienza e dalla necessità che i triangoli della velocità mantengano le giuste proporzioni all'interno di tutta la macchina. In generale risulta: $0.2 < c_{mo}/u_2 < 0.3$ in relazione anche al valore del rapporto c_{m2}/u_2 .

In definitiva rispettando i limiti, dettati dall'esperienza e da considerazioni strutturali, sui valori di D_o , D_s/D_o e c_{m0} , è possibile determinare le dimensioni opportune per l'occhio della girante.

Esistono in letteratura molti grafici di origine sperimentale che indicano i limiti entro i quali il rapporto D_o/D_2 deve essere contenuto, in relazione al valore di k_d o del numero di giri caratteristico. In molti casi si preferisce fare riferimento al diametro D_1 , di ingresso alle pale, piuttosto che al diametro d'occhio D_o , ma, essendo i due valori molto vicini, i risultati sono sostanzialmente gli

stessi. La figura 3.8 illustra la zona di accettabilità per il rapporto D_1/D_2 in funzione del numero di n_s .

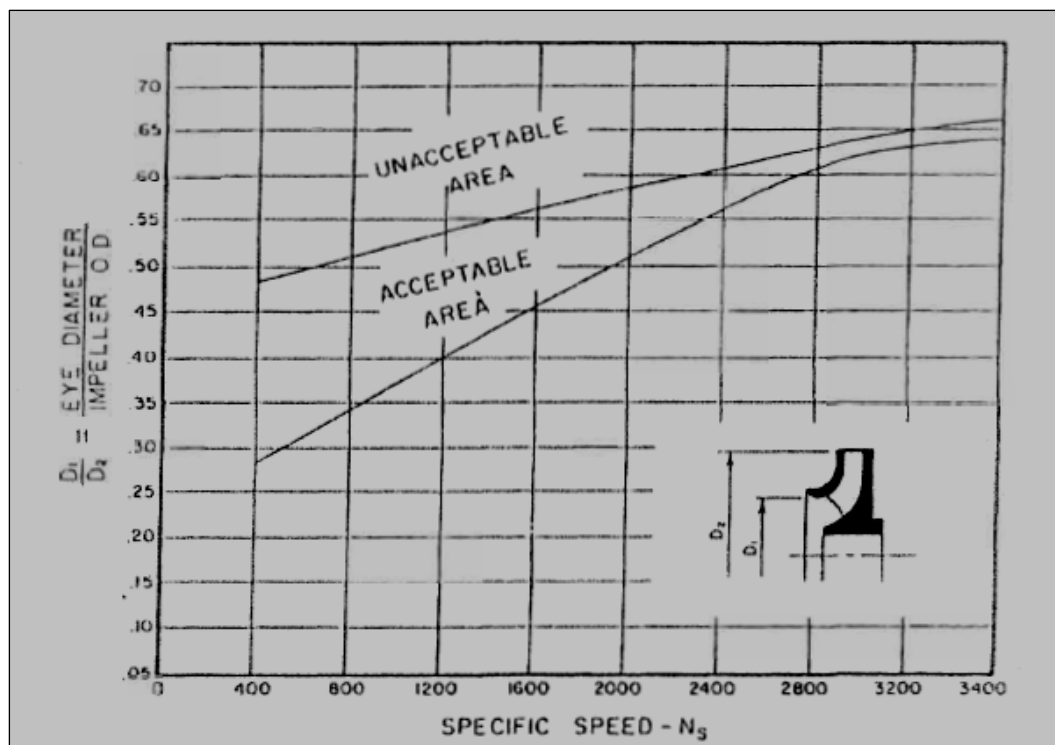


Figura 3.8. Range di accettabilità per il rapporto D_1/D_2 in funzione del numero di giri caratteristico.
(Lobanoff V. S., Ross R. R., 1992, pag 32)

C. Numero di pale della girante

La scelta del numero di pale è influenzato essenzialmente da due aspetti:

- l'interazione del campo di pressione e di flusso sviluppato all'interno della girante con i rispettivi campi che vengono a crearsi all'interno degli organi adiacenti quali volute o diffusori palettati
- la necessità di mantenere, lungo tutto lo sviluppo delle pale della giranti, il flusso sempre regolare e aderente alle pareti.

Il primo aspetto è legato essenziale a fenomeni quali la pulsazione della pressione e la creazione di forze di eccitazione idraulica che si originano per esempio nello spazio libero tra uscita della girante e ingresso del diffusore, e comporta una criticità nella scelta del numero di pale solo in alcuni casi quale la progettazione di pompe cosiddette “ad alta energia”. Nel normale layout di una macchina idraulica operatrice è sufficiente evitare di costruire girante e diffusore con lo stesso numero di pale per evitare particolari fenomeni di risonanza.

Il secondo aspetto invece diventa di fondamentale importanza per la scelta del numero delle pale ed in particolare diventa un criterio di progetto significativo per le macchine ad alto numero di giri

specifico. In questo caso, ossia per macchine assiali, è necessario definire con esattezza un parametro che quantifichi la superficie della macchina bagnata dal flusso in rapporto ad un'altra grandezza caratteristica della macchina.

Alcuni autori definiscono come *solidità* σ , il rapporto tra la lunghezza della pale della girante e il passo, ossia la distanza pala-pala lungo una circonferenza di riferimento.

Altri indicano come σ il prodotto del numero di pale per la lunghezza della linea d'arco della stessa lungo una linea di flusso meridionale diviso la circonferenza calcolata al diametro esterno. Un adeguato valore di σ è necessario in ogni caso onde assicurare un flusso regolare e sempre aderente alle pareti. Per pompe radiali-centrifughe il numero di pale è in genere abbastanza basso, in confronto per esempio ai compressori centrifughi. Tipicamente si usa un numero di pale compreso tra 5 e 8.

La scelta è legata comunque a molti fattori, quali il numero di giri caratteristico, la grandezza della pompa (al diminuire delle dimensioni della pompa è opportuno diminuire in numero delle pale giranti), al carico palare (le pompe ad alta prevalenza richiedono proporzionalmente un maggior numero di pale), a particolari requisiti da dover assolvere per evitare particolari fenomeni cavitazionali (se si vuole privilegiare un basso NPSH sarà opportuno diminuire il numero di pale).

L'utilizzo di formule empiriche risulta utile per definire il numero di pale adeguato a questo tipo di macchine, ricordando che tale numero è comunque strettamente legato all'angolo β_2 di uscita delle pale e alla determinazione dello slip e che quindi la coerenza dei risultati deve essere verificata alla fine della fase di progettazione della girante. La figura 3.9 (Lobanoff V. S., Ross R. R., 1992, pag 32) indica la relazione empirica utilizzata per definire il numero di pale della nostra girante.

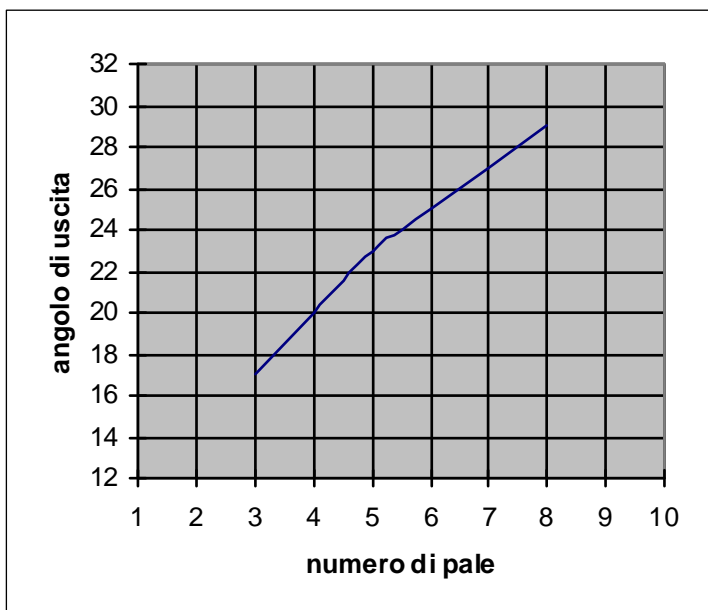


Figura 3. 9. Relazione empirica tra angolo di uscita β_2 in gradi e numero di pale consigliato per pompe radiali-centrifughe.

D. Angolo d'ingresso alle pale β_1

L'angolo di ingresso alle pale della girante è definito una volta determinati i triangoli delle velocità all'ingresso. Per macchine strettamente radiali, tutte le particelle del fluido entrano e lasciano la girante sullo stesso diametro e le pale sono piane o a singola curvatura. In questo modo un solo triangolo delle velocità è sufficiente a definire le pale sia in ingresso che in uscita. Tale condizione può essere rispettata soltanto per valori del numero di giri caratteristico di macchina molto bassi; per macchine a numero di giri caratteristico maggiore, la situazione è diversa.

Per giranti a flusso misto o assiale i triangoli delle velocità devono essere disegnati su più linee di flusso. La variazione dell'angolo delle pale sulle diverse linee di flusso determina lo svergolamento o curvatura delle stesse.

In generale tre linee di flusso sono sufficienti in media a definire il profilo delle pale in ingresso per macchine a flusso misto. Tali linee di flusso sono facilmente identificate in corrispondenza dello shroud (il profilo esterno della girante), dello hub (il profilo interno), e della linea media del profilo. In particolare l'angolo che definisce in ingresso il posizionamento e il profilo stesso delle pale è quello formato sul triangolo delle velocità, da velocità di trascinamento e velocità relativa del flusso rispetto alla girante. È consuetudine indicare tale angolo con β_1 .

In definitiva, per poter disegnare gli angoli delle pale in ingresso alla girante è necessario conoscere i valori delle velocità di traslazione in ingresso u_{1i} ai diversi raggi e il valore della velocità meridiana di ingresso del flusso c_{m1} .

La u_{1i} essendo definita dalla relazione $u_{1i} = \frac{D_{1i} \cdot \pi \cdot n}{60}$ dipende soltanto dal diametro considerato.

Valutiamo quindi la componente della velocità meridiana d'ingresso C_{m1} . Tenendo conto della superficie occupata dalla palettatura nella sezione d'ingresso, che riduce l'area di ingresso, risulta:

$$C_{m1} = \frac{Q_t}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} = \frac{k_d \cdot u_2}{\left(\frac{D_1}{D_2}\right) \cdot \left(\frac{b_1}{D_2}\right)} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} \quad (3.39)$$

dove S_1 è l'area di passaggio misurata al bordo d'ingresso, o al diametro D_1 , ossia: $s_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{z}$;

τ è lo spessore delle pale, equivalente a t se misurato in direzione tangenziale: $\tau = \frac{t}{\tan \beta_1}$;

Q_t è la capacità totale, ossia al netto delle perdite volumetriche:

$$Q_t = \frac{Q}{\eta_v} .$$

Il calcolo può essere condotto stimando in prima approssimazione il valore del rapporto $\frac{s_1}{s_1 - \tau}$ e, dopo aver calcolato il valore di β_1 relativo, ripetendo il calcolo con un processo iterativo sino alla convergenza dei risultati. In generale una iterazione è sufficiente.

L'angolo di ingresso β_1 è calcolato da :

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{u_1 - c_{u1}} = \frac{c_{m1}}{u_2} \cdot \frac{1}{k_u \cdot \frac{D_1}{D_2}} .$$

Se il bordo d'ingresso è parallelo all'asse, D_1 è costante. In molti casi, la disposizione ottimale risulta essere obliqua rispetto all'asse della macchina, anche per macchine radiali, e questo implica che per il calcolo della c_{m1} con la 3.10 occorre considerare la variazione di D_1 e di s_1 (anch'esso dipendente dal diametro).

In questo caso la velocità meridiana di ingresso può essere ottenuta suddividendo la sezione di passaggio in ingresso in n parti, valutando per ogni porzione di area il valore D_{1i} e di S_{1i} e

sostituendo infine al denominatore della 3.10: $\sum_{i=1}^n D_{1i} \cdot \pi \cdot b_{1i} \cdot \frac{s_{1i} - \tau}{s_{1i}} .$

In ogni caso se il leading edge è realizzato nei pressi dell'occhio della girante e il fluido non subisce grosse deviazioni prima dell'ingresso nelle pale, la velocità di approccio può essere considerata uniforme e c_{m1} uguale in tutte le linee di flusso.

Un altro aspetto da considerare quando si osserva l'ingresso del flusso nella girante è costituito dal cosiddetto "entrance shock" ossia la variazione di direzione dello stesso flusso dovuta all'impatto con le pale.

Tale variazione si traduce in una variazione dell'angolo del flusso β_{1f} rispetto all'angolo β_{1b} determinato dal profilo delle pale. In genere questa deviazione per le pompe normali non eccede i 2° e risulta trascurabile anche in relazione all'imprecisione introdotta nel calcolo della c_{m1} .

E. Angolo d'uscita alle pale β_2

Mentre per l'angolo di ingresso l'obiettivo del progettista nella scelta è quello di assicurare che le pale ricevano il flusso in ingresso alla girante con le minori perdite possibili, per l'angolo di uscita la scelta diventa di fondamentale importanza onde assicurare che la macchina fornisca il desiderato output in termini di prevalenza, come l'espressione della caratteristica teorica dimostra.

Per questo l'angolo β_2 è considerato in molte trattazioni il più importante singolo elemento per la progettazione di una girante.

Come abbiamo visto per l'angolo di ingresso anche l'angolo di uscita è determinato per un assegnato diametro di uscita (e quindi per una determinata u_2) dall'ampiezza della componente della velocità meridionale in uscita c_{m2} .

Il valore di quest'ultima è in generale diverso da quello calcolato teoricamente per almeno tre motivi: la diminuzione della sezione di uscita a causa dello spessore delle pale, l'ulteriore spessore di spostamento, dovuto sostanzialmente a quella parte di fluido che rimane aderente alle pareti delle pale stesse, e ultimo, a causa di eventuali perdite di flusso che determinano una riduzione della portata teorica. Anche in questo caso, analogamente a quanto fatto in ingresso, si può scrivere:

$$C_{m2} = \frac{Q}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} \cdot \frac{s_2}{s_2 - \tau} \quad (3.40)$$

Un altro aspetto da considerare nella scelta dell'angolo di uscita β_2 corretto è legato alla determinazione dello "slip", ossia la determinazione dello slittamento tra angolo di uscita determinato dalla geometria delle pale e angolo di uscita reale del flusso.

Come risulta evidente dalla teoria, affinché un profilo palare possa esercitare una azione sul fluido è necessario che si stabilisca una differenza di pressione tra i due lati della pala stessa.

Al fronte palare risulterà così un campo di pressione maggiore che sul tergo palare e conseguentemente anche il valore delle velocità di attraversamento w sarà modificato.

Risulterà chiaramente w maggiore sul lato in depressione e w minore sul lato in sovrappressione.

Questa variazione del campo di velocità implica chiaramente una deviazione del flusso anche in uscita dalla girante. In particolare il valore dell'angolo di uscita reale del flusso β_2' sarà sempre minore dell'angolo geometrico β_2 delle pale, ossia la componente tangenziale della velocità assoluta in uscita c_{u2} risulterà diminuita di una quantità Δc_{u2} .

Questa variazione, definita slip nelle pompe, si concretizza anche in una diminuzione dell'energia che la girante riesce a trasferire al fluido, rispetto all'energia che sarebbe trasmessa con un numero infinito di pale.

Inoltre lo studio di questa variazione è piuttosto complesso ed è funzione per esempio del carico palare, della geometria del passaggio del flusso e del numero di pale, così come della geometria degli organi vicini alla girante quali volute o diffusori.

Opportuni fattori correttivi delle velocità sono stati elaborati, e su base teorica e su base empiriche, da vari autori, in particolare di rilevante importanza sono gli studi effettuati da Busemann, Wiesner e Pfleiderer.

Il fattore correttivo elaborato da Busemann su base teorica offre buoni risultati nelle applicazioni pratiche, in particolare con le correzioni alla teoria apportate da Wiesner per tener conto di alcuni aspetti reali del flusso, solo se applicato a giranti con angolo β delle pale differente tra ingresso e uscita di 2° al massimo (nella teoria si ipotizzano pale a spirale logaritmica, ossia a β costante).

La teoria di Pfleiderer che prende in considerazione, a differenza della precedente, anche l'influenza degli organi di diffusione sul valore di β_2 , ha fornito risultati apprezzabili in un gran numero di applicazioni pratiche, indipendentemente dalla deviazione Δw imposta al fluido.

Metodo di Pfleiderer per la determinazione dello slip.

In questo metodo la deviazione della velocità relativa w_2 rispetto alla direzione dell'angolo di uscita delle pale β_2 è espressa come una riduzione della componente della velocità periferica assoluta c_{u2} .

L'angolo di uscita del flusso β'_2 è espresso tramite l'introduzione di un coefficiente di riduzione p .

In particolare, risulta :

$$p = \frac{H_{euler} - H_i}{H_i}$$

che può essere espresso anche nella forma

$$H_i = \frac{H_{euler}}{1 + p}$$

dove H_{euler} è la prevalenza di Eulero, cioè quella relativa ad un triangolo delle velocità con angolo β_2 . Per costruire l'angolo β_2 , $c_{u2} = \psi \cdot u_2$ deve essere aumentato di una componente pari a $\psi \cdot p$.

Per la determinazione del coefficiente p , Pfleiderer fornisce le seguenti espressioni:

$$p = \frac{\psi' \cdot R_2^2}{z \cdot S} \quad (3.41.a)$$

$$\psi' = a \cdot (1 + \sin \beta_2) \quad (3.41.b)$$

$$S = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad (3.41.c)$$

dove il coefficiente a prende in considerazione l'influenza degli organi statorici adiacenti alla girante. In particolare $a = 0.6$ nel caso la pompa preveda un diffusore palettato, $0.65 \geq a \leq 0.85$ per una voluta e $0.85 \geq a \leq 1$ per un diffusore senza pale.

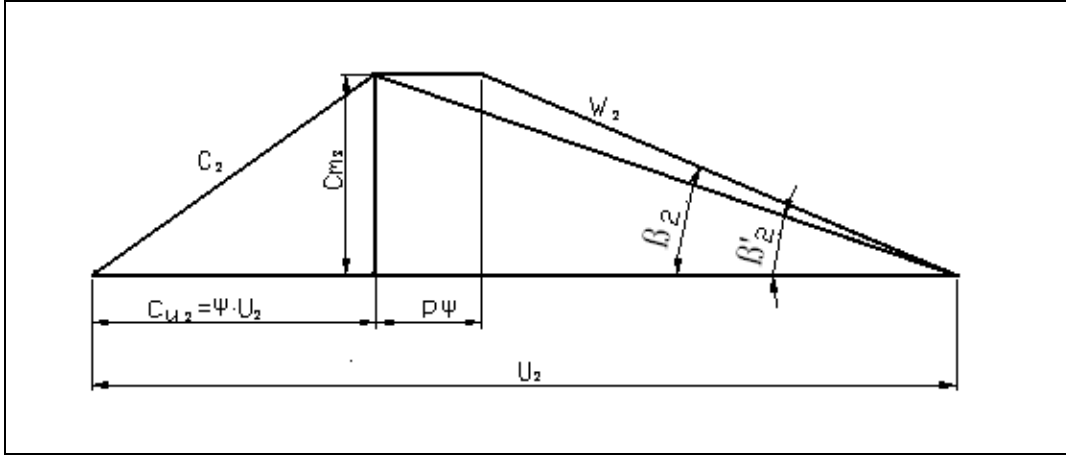


Figura 3.10. metodo di Pfleiderer per la determinazione di β_2 .

F. Larghezza b_2 all'uscita

Affinché sia completata la determinazione dei triangoli delle velocità in uscita, come è evidente dalla relazione 3.40, è necessario stabilire l'entità della larghezza b_2 . In generale data l'interdipendenza dei valori di b_2 e c_{m2} , da cui peraltro dipende l'ampiezza della sezione di uscita e le perdite ad essa connesse, è necessario l'adozione di un procedimento iterativo onde stabilire un corretto proporzionamento. Molti testi adottano come valore di primo tentativo per b_2 , un valore ricavato direttamente dalla definizione del coefficiente di flusso in relazione all'ampiezza della sezione di uscita. Risulta infatti:

$$b_2 = \frac{Q}{2 \cdot \pi \cdot \Omega \cdot R_2^2 \cdot \phi_i \cdot \xi}. \quad (3.40)$$

Nella quale in coefficiente ϵ , che tiene conto del restringimento della sezione dovuto allo spessore delle pale nonché alla non perfetta aderenza del fluido alle pareti delle pale e alla presenza di strato limite, è sempre minore di 1 ($0.8 < \epsilon < 1$), e assume valori minori per macchine di piccole dimensioni. Avendo in precedenza fatto riferimento al coefficiente k_d , piuttosto che al coefficiente Φ_i , è utile definire il valore di b_2 in relazione al primo dei due coefficienti. Dalla relazione 3.40 risulta in termini adimensionali:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{k_d}{\pi \cdot \frac{c_{m2}}{u_2}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_2 - \tau} \right). \quad (3.40.b)$$

3.3.2 Determinazione del profilo di cassa e mozzo

Definiti la sezione di ingresso (l'occhio della girante) e le dimensioni della sezione di uscita, resta da determinare come queste due sezioni devono essere collegate, ossia i profili che devono assumere la cassa esternamente (shroud) e il mozzo internamente (hub) onde garantire le condizioni fluidodinamiche ottimali. Alcuni testi forniscono le variazioni di hub e shroud in base al valore scelto del numero di giri specifico, ottenute tramite sperimentazione.

Quello che segue è l'approccio da seguire per determinare tale profilo sulla base di considerazioni di natura fluidodinamica, tenendo sempre presente i risultati sperimentali di rilievo.

Una geometria di base può essere determinata quindi sulla base delle seguenti considerazioni

(Karassik I. J., Messina P. J., Cooper P., Heald C. C. , 2001, 2.3):

- mantenere l'area di flusso nella sezione meridiale del leading edge $2 \cdot \pi \cdot R_{b,1} \cdot b_1$ circa uguale all'area della sezione di ingresso all'occhio della girante già definita, nominalmente $\pi \cdot (R_o^2 - R_s^2)$, aumentando poi gradualmente il valore della stessa area all'avvicinarsi della sezione di uscita, anch'essa già determinata e in genere più ampia, $2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b_2$.
- scegliere il minimo raggio di curvatura sullo "shroud" R_{sh} di dimensioni circa pari alla metà dell'apertura radiale dell'occhio: $R_{sh} \approx \frac{R_o - R_s}{2}$. Questo è di fondamentale importanza onde impedire velocità locali $c_{l,sh}$ (ossia la velocità puntuale sul profilo della cassa all'altezza del leading edge) di valore eccessivo; evitando così di avere valori della pressione locale nello stesso punto troppo bassi (con un conseguente aumento del NPSH richiesto, sino ad un valore della pressione vicino alla pressione di vapore saturo); inoltre la costruzione di un profilo delle pale della girante che segua una velocità meridionale ampiamente variabile, potrebbe risultare troppo complicato.

Per questo è importante studiare la variazione della velocità meridiale lungo lo spessore del leading edge e prevedere una sezione di passaggio del flusso che orienti tale variazione verso i valori più opportuni. In particolare uno studio della distribuzione della velocità lungo il leading edge condotto come un campo di flusso assialsimmetrico di un fluido non viscoso, retto quindi dalla equazione

$$\frac{dc_m}{dn} = \frac{c_m}{R} \quad (3.43)$$

può portare ad un risultato apprezzabile.

Poiché la velocità media lungo il leading edge, $\overline{c_m}$, è all'incirca la stessa che la c_o , velocità media all'occhio della girante, $c_{l,sh}$ può essere facilmente stimata dall'espressione alle differenze finite dell'equazione (10) che esprime la variazione di c_m tra shroud e hub in relazione al raggio di curvatura R delle linee di flusso meridionali lungo il passaggio di profondità Δn , tra shroud e hub appunto, in direzione \vec{n} , normale alle linee di flusso :

$$\frac{\Delta c_m}{\overline{c_m}} = \frac{\Delta n}{R} \quad (3.43.b)$$

Poiché ancora il valore del raggio di curvatura medio \overline{R} è in genere doppio rispetto al valore della profondità Δn , risulta :

$$\frac{\Delta c_m}{\overline{c_m}} = \frac{\Delta c}{c_0} = \frac{1}{2}$$

ed ancora, se la metà di questa differenza è tra $c_{l,sh}$ e c_o , $\Delta c_m / c_0 \approx 1.25$.

Questo ultimo valore è relativamente basso rispetto a quelli ottenuti in fase sperimentale per fluidi non viscosi in un condotto senza palettatura, ma gli effetti “reali” del flusso rendono ragione di questo abbassamento a causa delle maggiori perdite di pressione totale del fluido entrante la girante lungo lo shroud, nonché a causa dell'allontanamento dallo stesso shroud del flusso in presenza delle pale. Da notare come il risultato sia fortemente influenzato dal valore assegnato ad R_{sh} e che quest'ultimo è in perfetto accordo con il valore consigliato al punto precedente.

- modellare il mozzo con le linee guide sinora espresse, dopo aver stimato un profilo per la cassa così come sopra evidenziato. La distribuzione dell'area di flusso meridionale dovrebbe essere così definita e un profilo per il mozzo emergere. In ogni caso la parte più esterna del mozzo di una macchina a flusso radiale è essenzialmente radiale, se questo non dovesse risultare dallo studio finale del profilo sarebbe necessario riconsiderare il tutto a partire dal profilo della cassa.
- un profilo simmetrico nella zona radiale dalla girante direziona il flusso in maniera migliore all'uscita della stessa. È preferibile quindi ove possibile costruire il profilo simmetrico leggermente convergente verso l'uscita (generalmente un angolo di 5° è sufficiente).
- un profilo ottimale deve prevedere una corretta disposizione del luogo dei punti del leading edge e del trailing edge. In particolare, il punto più esterno del leading edge, ossia quello lungo lo shroud, viene, in genere, posizionato al punto di minima curvatura o comunque

nelle sue immediate vicinanze. Questo punto in genere coincide o è situato nelle immediate vicinanze dell'occhio della girante. Per il punto più interno invece, ossia quello più vicino al mozzo, la sua collocazione ideale è quella più vicina alla zona di curvatura dello stesso mozzo. La scelta di queste due posizioni è generalmente quella desiderata anche fluidodinamicamente. In particolare la scelta del punto di ingresso sulla cassa molto vicino all'ingresso dell'occhio è fluidodinamicamente conveniente in quanto il flusso comincia a decelerare proprio in prossimità dell'occhio, questo porterebbe alla separazione del flusso dalla cassa se l'ingresso alle pale fosse distante (proprio a causa del pompaggio delle pale); inoltre è conveniente che lo stesso punto esterno del leading edge rimanga abbastanza distante dal relativo punto sul mozzo, in maniera tale da evitare profili complicati da costruire e fluidodinamicamente inefficienti.

Il trailing edge è in genere disegnato diritto lungo il piano meridionale e di direzione assiale in quasi tutte le pompe centrifughe.

3.3.3 Dimensionamento della voluta

Il primo passo da affrontare per il corretto dimensionamento di un qualsivoglia organo di diffusione è quello di prevedere e assecondare nel miglior modo possibile il fluido in uscita dalla girante. In particolare, l'esperienza dimostra come un liquido lasci la girante con un angolo pressochè costante su tutta la periferia della stessa, generalmente tale angolo è leggermente minore sul tergo palare e di contro leggermente maggiore sul fronte palare; l'angolo medio è all'incirca quello corrispondente all'angolo α'_2 della velocità reale:

$$\tan \alpha'_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} .$$

È buona norma che l'angolo di ingresso al diffusore, in particolare per una voluta, sia all'incirca lo stesso che all'uscita della girante, in quanto questo assicura un impatto meno brusco con le pareti statoriche e in particolare evita perdite per urti o separazione del flusso. Inoltre la traiettoria delle particelle che lasciano la girante essendo descritte da angoli costanti su tutta la periferia sono delle spirali logaritmiche e questo implica che il campo di pressione medio all'uscita della stessa girante è anch'esso uniforme. Affinché il flusso attraversi gli organi statorici con le minori perdite possibile è necessario che le pareti degli stessi organi assecondino tale campo di pressione e, questo è possibile, se all'interno del diffusore è per ogni sezione:

$$R \cdot c_t = \text{cost} .$$

Questo in termini monodimensionale, se si considera la velocità funzione solo dell'angolo θ di sviluppo della voluta in un sistema di coordinate polari, porta a determinare per la sezione di gola (di seguito indicata con il pedice t):

$$R_t \cdot c_t = R_2 \cdot c_{u2} \quad (3.44)$$

Dalla quale è possibile dedurre l'incremento di pressione, in conseguenza della riduzione di velocità nella sezione di gola t di raggio R_t maggiore. Nella realtà, come già discusso in 3.2.4, la presenza degli attriti modifica il campo di velocità e quindi riduce la diffusione. Per ovviare a questo fenomeno dissipativo è prassi aumentare l'area di sezione della voluta, tramite relazioni dettate dall'esperienza. In molti casi si fa riferimento ad un raggio della sezione di attraversamento della voluta, $R + \Delta R$, incrementato in relazione al coefficiente di attrito λ (in caso di sezione non di forma circolare si fa riferimento al raggio equivalente). Una relazione di questo tipo è valida nella realtà solo per una determinata sezione e con λ noto con una certa accuratezza. In alternativa è possibile stimare la sezione di voluta incrementata, considerando un semplice fattore correttivo della 3.44, anch'esso dettato dalla esperienza:

$$R_t \cdot c_t = 0.95 \cdot R_2 \cdot c_{u2} \quad (3.44.b)$$

Un altro aspetto da considerare con attenzione è rappresentato dal *gap* esistente tra uscita della girante e ingresso alle pareti della voluta. Una distanza radiale troppo piccola in questo senso produrrebbe interferenza tra i due campi di pressione adiacenti, con conseguenti vibrazioni, rumorosità e perdite di prestazione, d'altro canto un gap troppo grande ha sicuramente come conseguenza un aumento delle perdite. Tale gap è particolarmente importante per macchine radiali di piccole dimensioni. In generale il raggio R_3 di ingresso in voluta (la circonferenza di raggio R_3 è considerata circonferenza di base perché su essa sono distribuite le sezione di attraversamento della voluta, dalla lingua, all'uscita) è compreso tra 1.04 e $1.15 R_2$.

In relazione infine all'area della sezione di voluta al generico angolo polare θ_v , è facile dimostrare che essa è determinata una volta determinata la porzione di flusso Q_v rispetto alla portata totale Q , fluente per la sezione di angolo θ_v , insieme alla condizione $R \cdot c_t = \text{cost.}$ in maniera indipendente dalla forma della sezione è possibile scrivere:

$$A_v = \frac{Q}{c_{tv}} \cdot \frac{\vartheta_v (deg)}{360} \quad (3.45)$$

3.4 Calcoli numerici relativi al dimensionamento di una pompa con voluta

Dati di partenza:

$$n = 3000 \text{ rpm}$$

$\gamma = 0.879 \text{ kg/dm}^3$ (relativo a Shell-tellus oil-46, olio particolarmente indicato per turbine di potenza. Shell-tellus è utilizzato per esempio come fluido di lavoro per i propulsori subacquei idraulici.)

supponiamo sulla base di macchine simili che sia:

$$\eta_{tt} = 0.85$$

$$\eta_{tp} = 0.8$$

$P_{de} = 2000 \text{ W}$ (valore della potenza disponibile all'asse dell'elica, come da calcolazioni relative)

$n_q = 40$ (valore determinato sulla base di considerazioni dimensionali e di prestazione. Come da paragrafo 3.3)

Determinazione delle caratteristiche adimensionali:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 40 ;$$

a cui corrispondono

$$\Omega_s = \frac{n_q}{52.919} = \frac{40}{52.919} \approx 0.755$$

$$n_s = \frac{n_q}{0.41} \approx 98 \text{ rev/sec ;}$$

$$n_s(\text{gpm}) = \frac{n_q}{0.0191} \approx 2094$$

$$P_p = \frac{P_{de}}{\eta_{tt} \cdot \eta_{tp}} = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{102 \cdot \eta_{tt} \cdot \eta_{tp}} = 3 \text{ Kw} \quad (3.36)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \\ P_p = \frac{P_{de}}{\eta_{tt} \cdot \eta_{tp}} = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{102} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 40 = \frac{3000 \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \\ 3 = \frac{879 \cdot Q_t \cdot H}{102} \end{array} \right. \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} H^{3/4} = 75 \cdot \sqrt{Q} \\ \frac{0.29}{H} = Q_t \end{array} \right. \Rightarrow$$

$$\begin{cases} H^{5/4} = 40.39 \\ Q_t = \frac{0.29}{H} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} H = 19.27 \\ Q_t = 0.015 \end{cases}$$

Determinazione di k_d e ψ :

$$k_d = \frac{Q}{D_2^2 \cdot u_2}; \quad \Psi = \frac{g \cdot H}{u_2^2}.$$

Ricordiamo che la scelta va fatta rispettando soprattutto il rapporto $K_d / \psi^{3/2}$. Dalle figura 3.2, 3.3, 3.4 per $n_s \approx 2000$ assumiamo $k_d=0.04$. Applicando la 3.10, risulta:

$$\psi_e^{3/4} = \frac{178}{n_q} \cdot k_d^{1/2} \approx 0.856 \Rightarrow \psi = 0.427.$$

Valore che rispecchia il grafico di figura 3.7 per $\beta_2 \approx 22.5^\circ$.

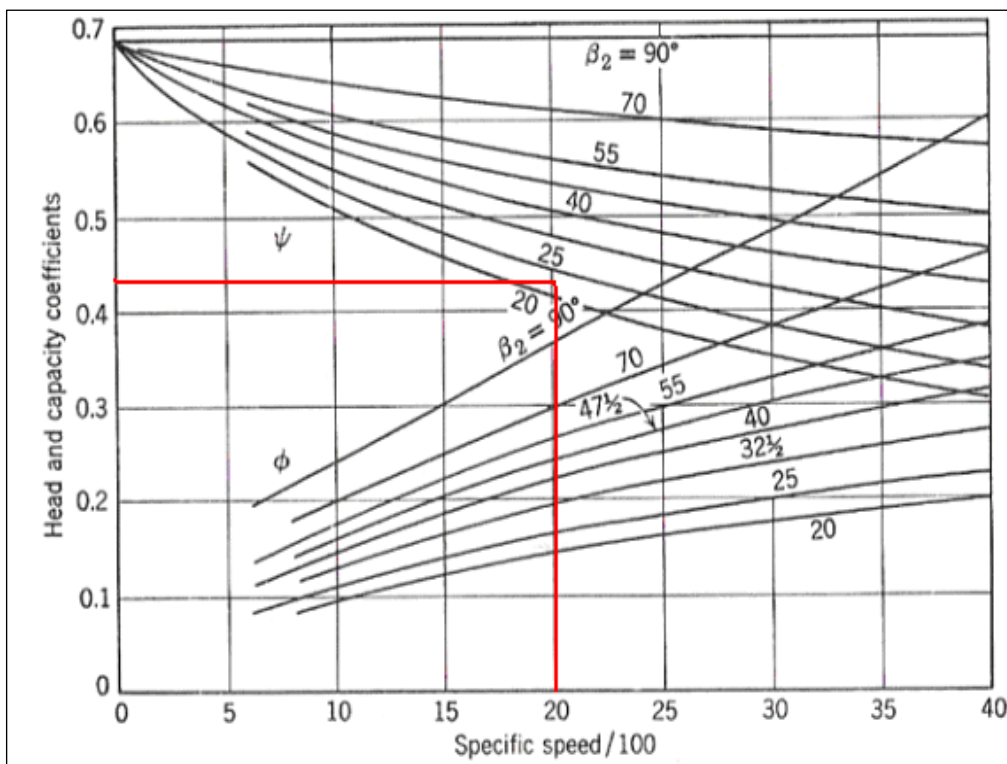


Figura 3.7 andamento dei coefficienti ψ e Φ in funzione del numero di giri caratteristico Ω_s per vari valori di β_2 .

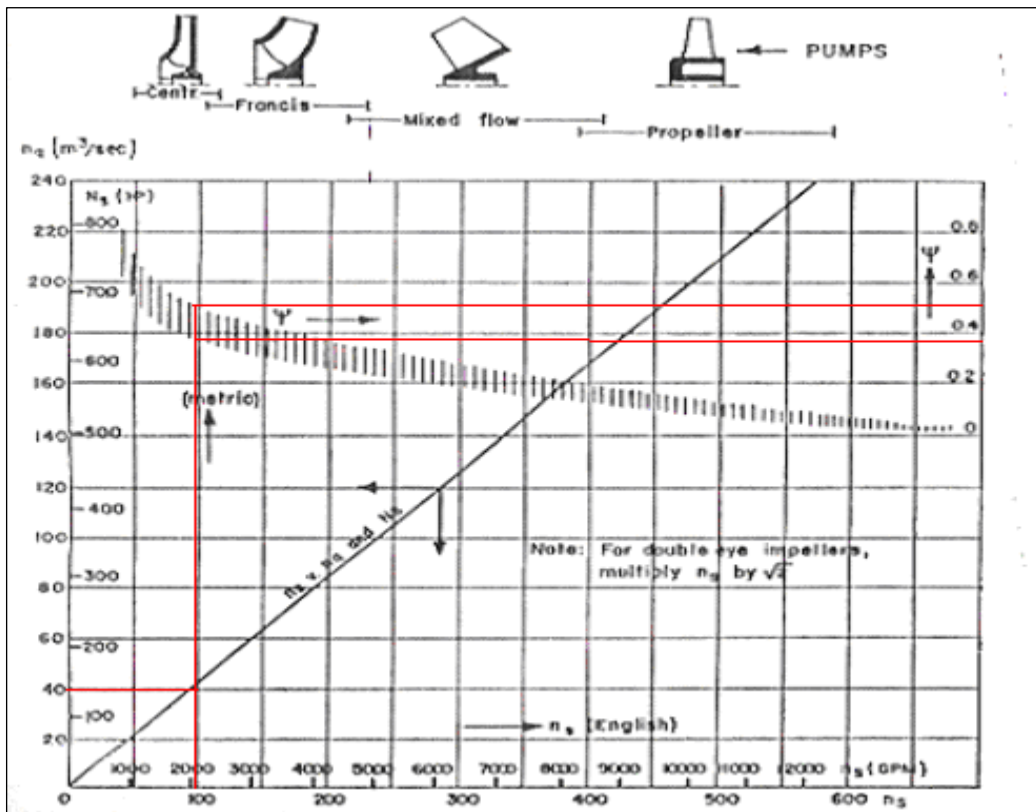


Figura 3.6 Diagramma di conversione del numero di giri specifico e variazione del coefficiente di prevalenza per geometrie più comuni.

Dimensionamento girante.

Diametro esterno:

$$u_2 = \left(\frac{g \cdot H}{\psi} \right)^{1/2} = \left(\frac{9.8 \cdot 19.27}{0.427} \right)^{1/2} \approx 21.2 \text{ m/s} \Rightarrow$$

$$D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{21.2 \cdot 60}{\pi \cdot 3000} = 0.135 \text{ m}$$

Occhio della girante:

facciamo prima una verifica sul diametro minimo che l'asse deve possedere per assicurare la giusta resistenza alle sollecitazioni meccaniche. Consideriamo come unico sforzo agente sull'albero quello torsionale necessario alla girante per trasmettere potenza al fluido. Si trascura l'effetto di eventuali forze esercitanti sulla macchina differenti caratteristiche di sollecitazione (sforzo normale, momento flettente, etc...).

$$\tau = \frac{T \cdot R}{J} ; \quad P = T \cdot \omega$$

τ : sollecitazione torsionale ;

T : momento torcente; R_s : braccio della forza;

J : momento di inerzia della sezione circolare:

$$J = \frac{\pi \cdot D_s^4}{32}.$$

Risulta :

$$\tau = \frac{P \cdot R}{J \cdot \omega} = \frac{32 \cdot P \cdot R_s}{\pi \cdot D_s^4 \cdot \omega} = \frac{16 \cdot P}{\pi \cdot D_s^3 \cdot \omega}$$

e risolvendo rispetto a D

$$D_s = \left(\frac{16 \cdot P}{\pi \cdot \omega \cdot \tau_{amm}} \right)^{1/3} \quad \text{con} \quad \omega = 314 \text{ m/s}$$

Poniamo di utilizzare un acciaio con resistenza allo snervamento pari (acciaio comunemente usato

nella realizzazione di alberi per macchine idrauliche) a $500 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \tau_{amm} = \frac{S_y}{2} = 250 \text{ N/mm}^2$;

utilizziamo inoltre una potenza $P = K_c \cdot P_p \approx 10 \text{ Kw}$, nella quale è considerato un *coefficiente di sicurezza sul carico* $K_c \approx 4$.

Risulta:

$$D_s = \left(\frac{16 \cdot 10000}{\pi \cdot 314 \cdot 250 \cdot 10^6} \right)^{1/3} \approx 0.009 \text{ m}.$$

Relazioni di riferimento:

$$\frac{c_{m0}}{u_2} = \frac{k_d}{\left(\frac{D_0}{D_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2} \right) \cdot \frac{\pi}{4}} \quad (3.37) \quad ;$$

$$\frac{D_o}{D_2} = \sqrt{\frac{k_d}{\left(\frac{c_{m0}}{u_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2} \right) \cdot \frac{\pi}{4}}} \quad (3.38)$$

limiti di utilizzo dei parametri per macchine centrifughe

$$0.3 < D_s/D_o < 0.5$$

$$0.2 < c_{m0}/u_2 < 0.3$$

$\frac{c_{m0}}{u_2} = 0.2 \Rightarrow c_{m0} = 4.24 \text{ m/s}$			
$\frac{D_s}{D_0}$	0.3	0.4	0.5
$\frac{D_0}{D_2}$	0.53	0.55	0.58
D_0 [m]	0.072	0.074	0.078
D_s [m]	0.021	0.030	0.039

Tabella 1'

$\frac{c_{m0}}{u_2} = 0.25 \Rightarrow c_{m0} = 5.3 \text{ m/s}$			
$\frac{D_s}{D_0}$	0.3	0.4	0.5
$\frac{D_0}{D_2}$	0.47	0.49	0.52
D_0 [m]	0.064	0.066	0.070
D_s [m]	0.019	0.026	0.035

Tabella 2'

Dalla 3.38 e dalle tabelle 1' e 2', è evidente che :

- all'aumentare del rapporto c_{m0}/u_2 , il rapporto D_0/D_2 diminuisce
- all'aumentare del rapporto D_s/D_0 , il rapporto D_0/D_2 aumenta.

In particolare per valori di c_{m0}/u_2 pari a 0.25, il rapporto D_0/D_2 tende a scendere sotto i valori di accettabilità dettati dalla figura 3.8 (per $n_s=2000$, è considerato accettabile un rapporto D_0/D_2 di poco superiore a 0.5). Per questo un rapporto c_{m0}/u_2 superiore a 0.25 non viene preso in considerazione. La soluzione $c_{m0}/u_2=0.2$ offre i risultati migliori. All'interno di questa tabella sono da preferire i valori ottenuti con un rapporto D_s/D_0 minore (come visto dalla teoria tali valori garantiscono in generale perdite minori per bassi k_d , in quanto aumentano le sezioni di passaggio all'ingresso della girante). Ma per $D_s/D_0=0.3$, abbiamo un diametro al mozzo pari a 21 mm, tale

soluzione potrebbe non essere soddisfacente nei confronti della resistenza strutturale dello stesso albero (in particolare la sezione maggiormente sollecitata è, in generale, quella al giunto di accoppiamento con il motore di azionamento, pari circa alla metà di quella calcolata con D_s). Consideriamo per questo valori di ottimo quelli relativi alla seconda colonna della tabella 1'.

Prima di procedere è necessario verificare che tali valori comportino condizioni soddisfacenti in relazione ai fenomeni cavitazionali, importanti in particolar modo all'ingresso della girante e nella zona dello shaft. Applicando la relazione 3.29 alla sezione di ingresso, risulta:

$$2 \cdot g \cdot \Delta h_s = \lambda_1 \cdot w_1^2 + \lambda_2 \cdot c_1^2$$

con prerotazione nulla all'ingresso è anche:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 ,$$

$$2 \cdot g \cdot \Delta h_s = \lambda_1 \cdot c_1^2 + \lambda_1 \cdot u_1^2 + \lambda_2 \cdot c_1^2 = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot c_1^2 + \lambda_1 \cdot u_1^2$$

e sostituendo i valori relativi a c_1 e u_1 :

$$\frac{2 \cdot g \cdot \Delta h_s}{rpm} = \frac{(\lambda_1 + \lambda_2)}{(D_1^2 - D_s^2)^2} \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2 + \lambda_1 \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right)^2 \cdot D_1^2$$

differenziamo infine rispetto a D_1 per ottenere il minimo Δh_s , quindi condizioni di cavitazione migliori, e applichiamo i valori tipici per i coefficienti λ_1 e λ_2 , rispettivamente 1.2 e 0.3, ottenendo:

$$0 = \frac{-2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}{(D_1^2 - D_s^2)^3} \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2 + \lambda_1 \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right)^2$$

$$2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2 = \lambda_1 \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right)^2 \cdot (D_1^2 - D_s^2)^3$$

$$D_1^2 - D_s^2 = \sqrt[3]{2 \cdot \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_1} \left(\frac{240}{\pi^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2}$$

$$D_1^2 \sqrt[3]{2 \cdot \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_1} \left(\frac{240}{\pi^2} \right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm} \right)^2 + D_s^2}$$

$$D_1^2 = 18.09 \cdot \left(\frac{Q}{rpm} \right)^{2/3} + D_s^2 \Rightarrow$$

$D_1 = 0.078 \text{ m}$. (valore di D_1 di ottimo in relazione alle condizioni di cavitazione per ingresso senza prerotazione)

Poiché per le pompe radiali centrifughe D_1 è in genere leggermente superiore a D_0 ($D_0 < D_1 < 1.05 \cdot D_0$) il risultato risulta ottimale anche in relazione ai fenomeni cavitazionali.

Numero di pale

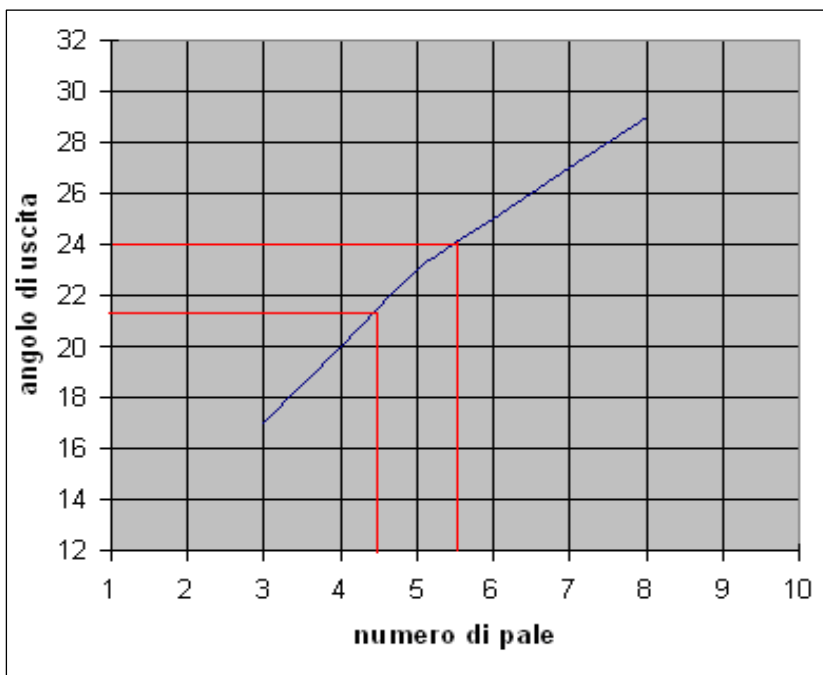


Figura 3.9'. Variazione del numero di pale in funzione dell'angolo di uscita β_2 .

In figura è evidenziato il numero di pale consigliato per valori dell'angolo di uscita caratteristici delle pompe con ψ_e prossimo a 0.4.

Ingresso alle pale e triangoli delle velocità.

Prima di determinare i triangoli delle velocità in ingresso è necessario costruire un profilo della girante su piano assiale che tenga conto delle indicazioni date in 3.3.2, in quanto la determinazione del leading edge ci permette di definire i diametri, $D_{1,sh}$, D_{1m} e $D_{1,h}$, ai quali calcolare gli angoli $\beta_{1,i}$.

Risulta:

$$u_{1,h} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{1,h}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.047 = 7.4 \text{ m/s}$$

$$u_{1,m} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{1,m}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.060 = 9.4 \text{ m/s}$$

$$u_{1,sh} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{1,sh}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.0746 = 11.7 \text{ m/s}$$

valutazione di c_{m1} al raggio medio considerando la riduzione di sezione dovuta allo spessore delle pale :

$$C_{m1} = \frac{Q_t}{D_{1m} \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} \quad (3.39)$$

dove

$$s_1 = \frac{D_{1m} \cdot \pi}{z} \quad ; \quad \tau = \frac{t}{\tan \beta_1}$$

Assumiamo uno spessore delle pale t pari al 2% del diametro esterno della girante per ogni sezione interna e in prossimità dell'uscita; al leading edge essendo le pale affusolate si può assumere metà di tale valore (Karassik I. J., Messina P. J., Cooper P., Heald C. C. , 2001, 2.61). Ipotizziamo un angolo β_1 per la valutazione di τ al termine del tracciamento dei triangoli delle velocità, applichiamo un procedimento iterativo per la convergenza dei risultati. Risulta:

$$t \approx 1.5 \text{ mm}; \quad \tau \approx 3.2 \text{ mm}; \quad z = 5; \quad s_1 = 0.037 \text{ m}; \quad \frac{s_1}{s_1 - \tau} = 1.09$$

$$C_{m1} = \frac{Q_t}{D_{1m} \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} = 4.3 \text{ m/s}$$

a cui corrisponde, secondo le indicazioni del paragrafo 3.3.2:

$$c_{m1,sh} = c_{m1} \cdot 1.25 = 5.4 \text{ m/s}$$

$$c_{m1,h} = c_{m1} \cdot 0.75 = 3.2 \text{ m/s}$$

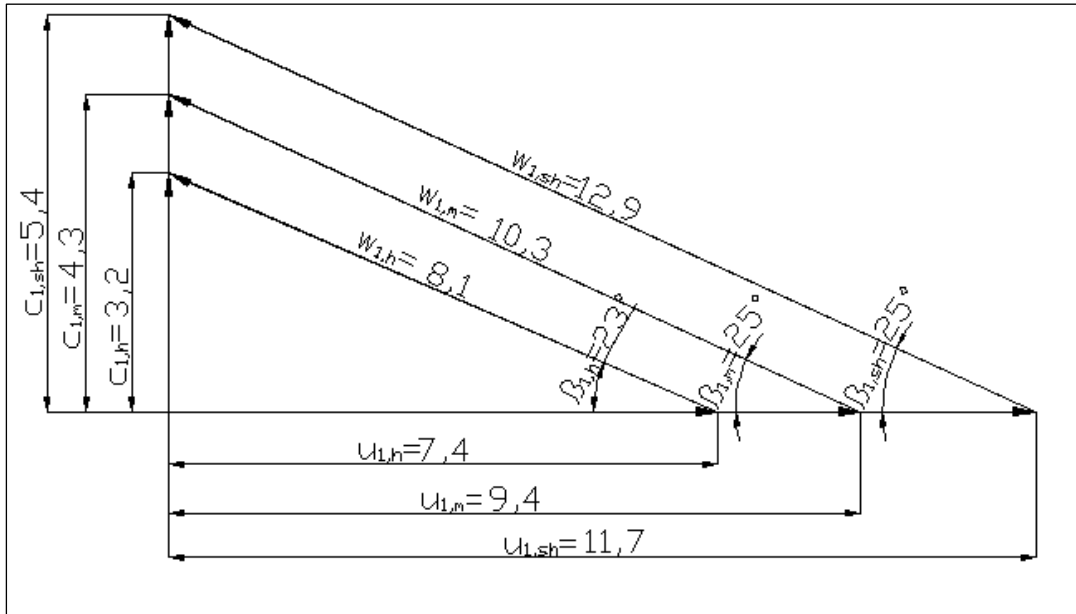


Figura 3.10. Triangoli delle velocità in ingresso. Tutte le velocità sono espresse in metri.

Uscita dalla girante

Dobbiamo determinare il valore della larghezza b_2 in uscita dalla girante da cui dipende il valore di c_{m2} , secondo la relazione:

$$C_{m2} = \frac{Q_t}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} \cdot \frac{s_2}{s_2 - \tau}$$

ma anche b_2 dipende dalla velocità in uscita. Possiamo scrivere:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{k_d}{\pi \cdot \frac{c_{m2}}{u_2}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_2 - \tau} \right)$$

ipotizziamo come valore di primo tentativo per $c_{m2}/u_2 = 0.15$ (essendo consigliato che sia $0.1 < c_{m2}/u_2 < 0.15$ per macchine radiali con k_d inferiore a 0.4).

Ricordando che, in generale, a sezioni più strette corrispondono perdite maggiori, determiniamo il risultato con un procedimento iterativo .

$$s_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{z} = 0.085 ;$$

$$t \approx 0.003m \Rightarrow \tau = \frac{t}{\tan \beta_2} = 0.007 m \Rightarrow \frac{s_2}{s_2 - \tau} = 1.09$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{k_d}{\pi \cdot \frac{c_{m2}}{u_2}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_2 - \tau} \right) = \frac{0.04}{\pi \cdot 0.15} \cdot 1.09 \Rightarrow b_2 = 0.0125 \text{ m}$$

approssimiamo b_2 a 0.013m, lo inseriamo in 3.40 e ripetiamo i calcoli. Otteniamo:

$$c_{m2}/u_2 = 0.145; \quad c_{m2} = 3 \text{ m/s}; \quad b_2 = 0.013.$$

Applichiamo Pfleiderer per la determinazione dello slip e infine dei triangoli delle velocità.

$$p = \frac{\psi' \cdot R_2^2}{z \cdot S} \quad \psi' = a \cdot (1 + \sin \beta_2) \quad S = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot (R_2^2 - R_1^2)$$

con $a = 0.6$ per giranti senza diffusore e $\beta_2 = 22^\circ \Rightarrow \psi' = a \cdot (1 + \sin \beta_2) = 0.824$

$$S = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot (R_2^2 - R_1^2) = 0.0015 \Rightarrow p = \frac{\psi' \cdot R_2^2}{z \cdot S} = 0.5$$

$$c_{u2} = \psi \cdot u_2 = 0.427 \cdot 21.2 = 9.05 \text{ m/s} \Rightarrow$$

$$\text{Slip} = c_{u2} \cdot p = 4.5 \text{ m/s}$$

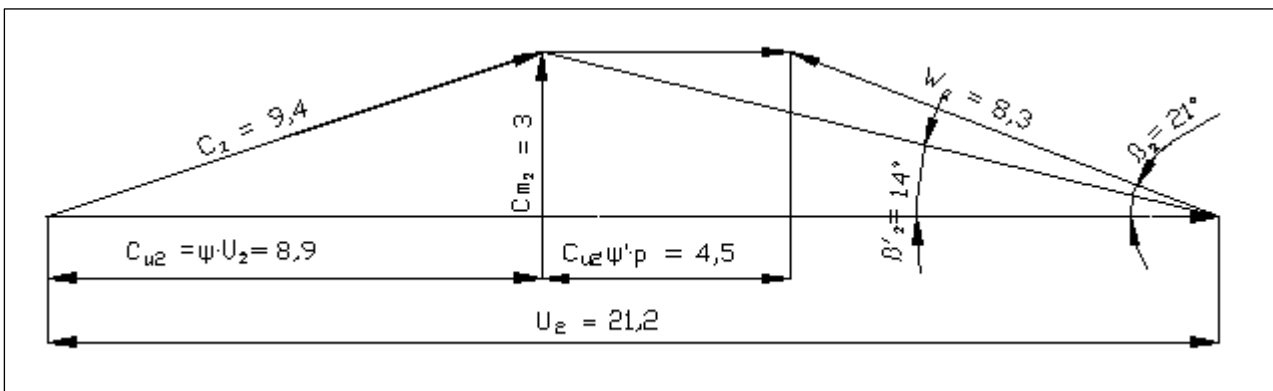


Figura 3.11. Triangoli delle velocità in uscita. tutte le velocità sono espresse in m/s.

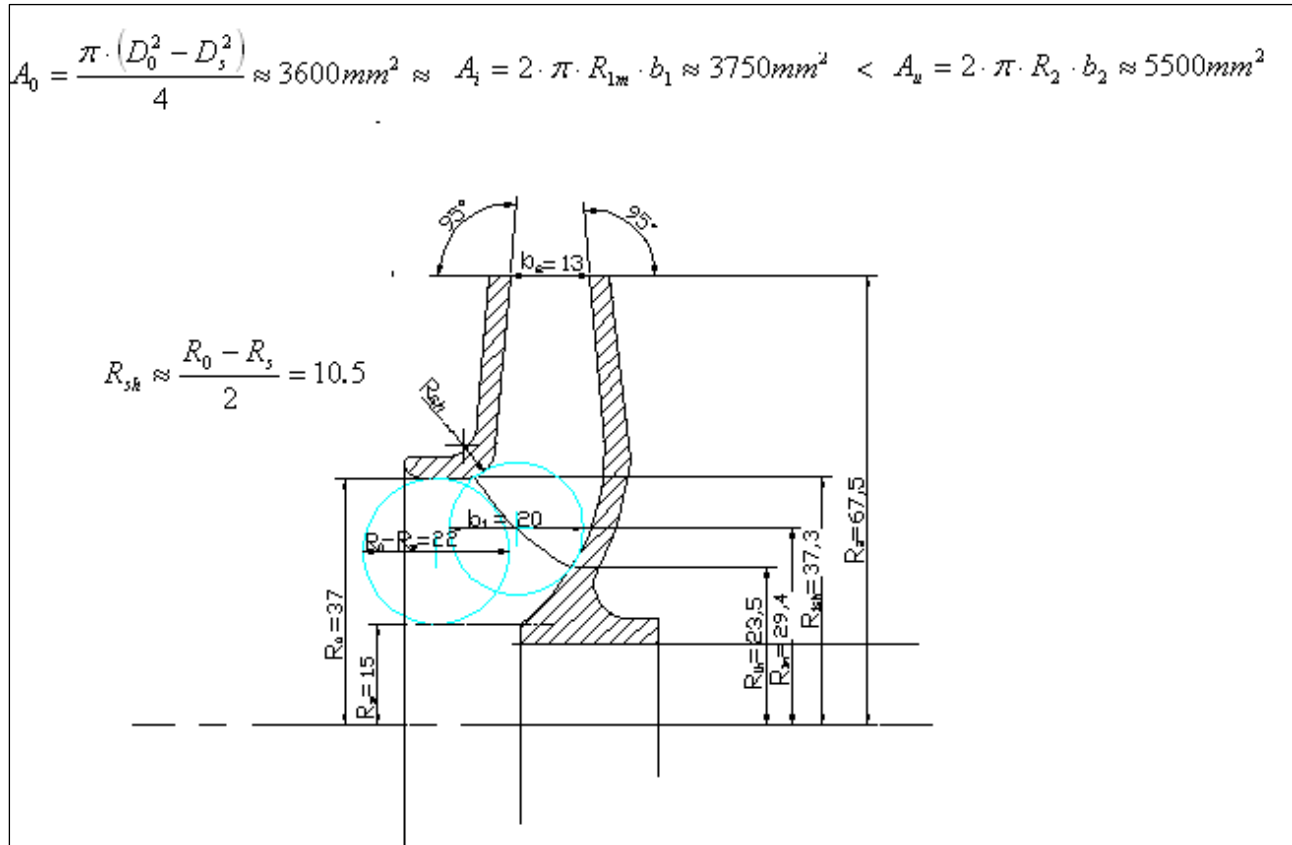


Figura 3.12 Profilo della girante in sezione assiale. Dimensioni caratteristiche.

Dimensionamento della voluta

Determiniamo l'area di gola, considerando l'equazione di base per la velocità nella voluta, 3.44.b:

$$R_t \cdot c_t = 0.95 \cdot R_2 \cdot c_{u2}$$

poiché risulta $A_t = \frac{Q}{c_t}$, sarà anche

$$R_t \cdot \frac{Q}{A_t} = 0.95 \cdot R_2 \cdot c_{u2} \quad (3.44.c)$$

inoltre, nel caso di gola a sezione circolare

$$R_t = R_3 + \sqrt{\frac{A_t}{\pi}} + t_t \quad (3.44.d)$$

con

$$R_3 = 1.07 \cdot R_2 \approx 0.072 \text{ m (raggio d base)}$$

e

$$t_t = 3 \text{ mm (spessore della lingua)}$$

eliminando R_t dalla combinazione delle 2 equazioni (3.44.c e 3.44.d), otteniamo un'equazione quadratica in $\sqrt{A_t}$:

$$A_t \cdot \left(\frac{0.95 \cdot R_2 \cdot c_{u2}}{Q} \right) - \frac{1}{\sqrt{\pi}} \cdot \sqrt{A_t} - (R_3 + t_t) = 0$$

$$38.04 \cdot A_t - 0.564 \cdot \sqrt{A_t} - 0.075 = 0$$

ponendo $x = \sqrt{A_t}$, determiniamo la soluzione

$$x = \sqrt{A_t} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a},$$

risulta:

$$\frac{0.564 + \sqrt{0.564^2 + 4 \cdot 38.04 \cdot 0.075}}{2 \cdot 38.04} = \frac{3.988}{76.08} = 0.0524$$

$$\Rightarrow A_t = 2750 \text{ mm}^2$$

$$R_t = 0.104 \text{ mm}$$

e

$$R_{st} = \sqrt{\frac{A_t}{\pi}} = 0.029 \text{ m} \quad (\text{diametro della sezione circolare di area } A_t)$$

Se ogni sezione della voluta è determinata considerando costante il momento angolare, cioè se per ogni sezione è possibile scrivere $R_t \cdot c_t = 0.95 \cdot R_2 \cdot c_{u2}$, risulta anche:

$$A_v = \frac{Q}{c_{rv}} \cdot \frac{\vartheta_v (\text{deg})}{360} = \frac{Q \cdot \left(R_3 + \sqrt{\frac{A_v}{\pi}} \right)}{0.95 \cdot R_2 \cdot c_{u2}} \cdot \frac{\vartheta_v (\text{deg})}{360} \quad (3.45)$$

suddividiamo la voluta in otto sezioni equidistanti di 45° e costruiamo una tabella con i valori di A_v e R_{sv} corrispondenti all'angolo θ_v . Dall'equazione 3.45:

$$38.04 \cdot A_v = \left(0.072 + 0.564 \cdot \sqrt{A_v} \right) \cdot \frac{\vartheta_v (\text{deg})}{360}$$

$$38.04 \cdot A_v - 0.564 \cdot \frac{\vartheta_v}{360} \cdot \sqrt{A_v} - 0.072 \cdot \frac{\vartheta_v}{360} = 0$$

$$x_v = \sqrt{A_v} = \frac{0.564 + \sqrt{\left(0.564 \cdot \frac{\vartheta_v}{360}\right)^2 + 0.030\vartheta}}{76.08}$$

$$x_v = \frac{0.564 + \sqrt{\left(0.564 \cdot \frac{\vartheta_v}{360}\right)^2 + 0.030\vartheta}}{76.08}$$

$\vartheta_v (deg)$	$\sqrt{A_v}$	$R_v [mm]$	$A_v [mm^2]$	$R_{sv} [mm]$
0°	0	72	0	0
45°	0.0227	84.8	515	12.8
90°	0.0290	88.3	841	16.3
135°	0.0340	89.1	1156	19.1
180°	0.0381	93.4	1451	21.4
225°	0.0418	95.5	1747	23.5
270°	0.0452	97.4	2043	25.4
315°	0.0483	99.2	2332	27.2
360°	0.0512 ***	100.8 *	2621 **	28.8

Tabella 3'. variazione dei parametri di voluti in funzione dell'angolo θ_v . Per $\theta_v = 360^\circ$ esiste una piccola differenza nei valori (*), (**), (***), rispetto a quelli calcolati in precedenza per A_t dovuta alla presenza dello spessore di lingua t_l .

Le dimensioni ottenute nel dimensionamento di una girante operatrice seguita da una voluta come organo di diffusione, escludono la possibilità di utilizzare tale soluzione per l'applicazione in questione, in quanto un diametro esterno maggiore di 200 mm risulta eccessivo. Verrà quindi vagliata una soluzione alternativa.

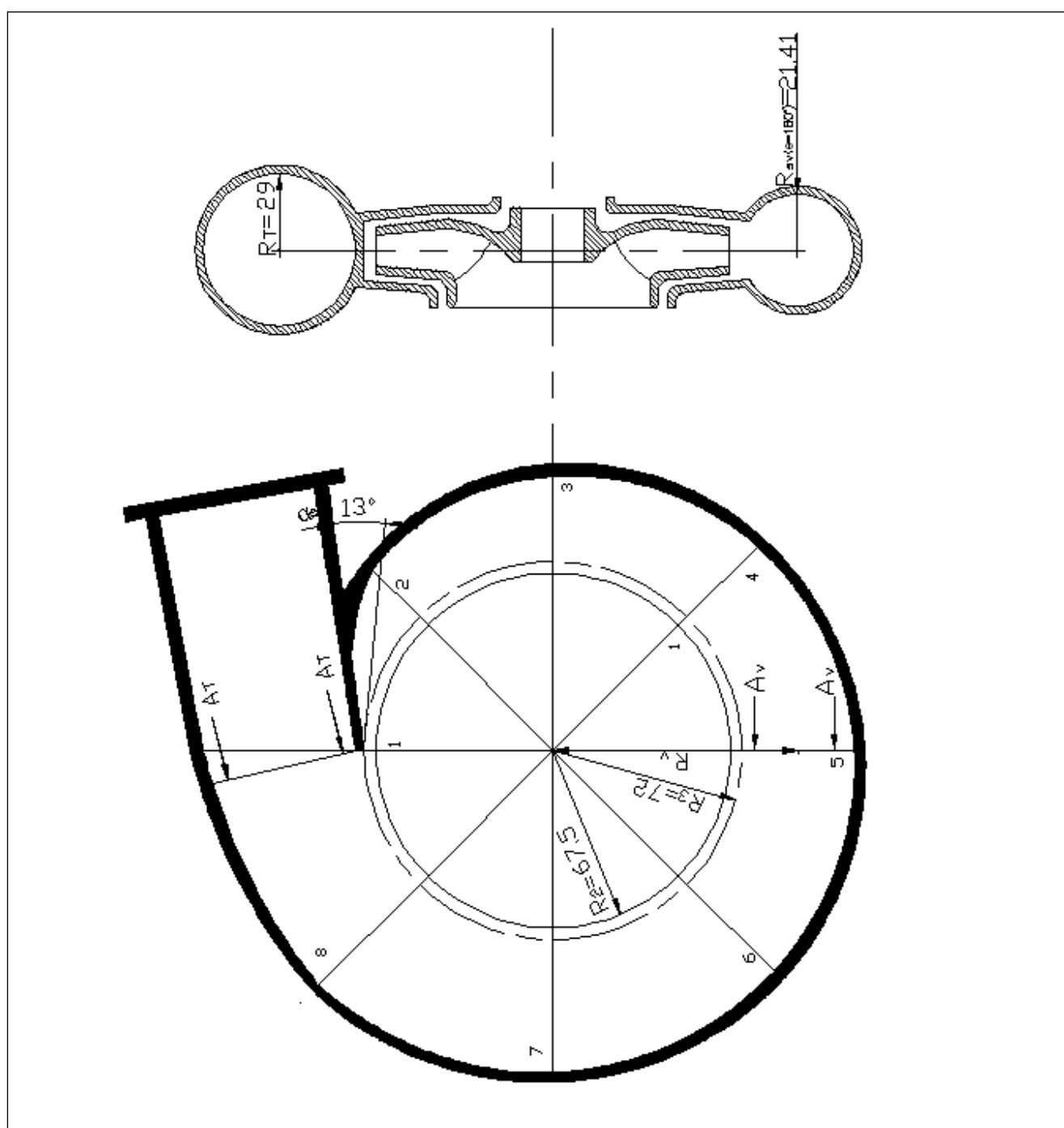


Figura 3.13. Dimensioni caratteristiche e sezione della voluta (scala 1:2).

Capitolo 4

Dimensionamento Turbina e accoppiamento

4.1 Girante motrice

Nel capitolo precedente è stato affrontato in maniera dettagliata lo studio di una turbomacchina con particolare riferimento alle macchine operatrici operanti con un liquido come fluido di lavoro. La trattazione ha riguardato tutti gli aspetti di maggiore interesse per questo particolare tipo di macchina. In particolare sono stati descritti per primi tutti gli aspetti più generali, quali l'andamento delle correnti fluide nei vari organi di cui la macchina è composta, l'importanza dei triangoli delle velocità nei vari punti della macchina, i parametri di maggiore interesse per il funzionamento e la progettazione (Q , H , ρ , μ , n), la funzione delle leggi di similitudine e i numeri caratteristici di funzionamento (ψ , Φ , k_d , n_q , etc.), le equazioni di Eulero per il calcolo del lavoro ideale, le perdite di rendimento e i parametri ad esse connesse, e così via.

Successivamente sono stati descritti gli organi di cui la macchina è composta e gli aspetti legati al funzionamento e alla scelta di ognuno di essi. Nell'affrontare lo studio di una turbomacchina idraulica motrice, ovvero una turbina idraulica, occorre osservare che essa può essere vista come una macchina operatrice nella quale il fluido di lavoro si muove in direzione opposta rispetto a quanto sinora osservato. Per questo la quasi totalità dei concetti espressi nel capitolo precedente e le relazioni in esso dedotte restano valide e non verranno trattate nuovamente dal principio, ma ci si limiterà ad adattare i risultati al caso in esame. In particolare, è immediato osservare che il moto inverso in una macchina radiale presuppone che, gli organi che in una macchina operatrice, all'uscita della girante avevano funzione di diffusione (diffusori palettati o volute), nella stessa macchina con funzione motrice assolvono al compito di distribuzione del flusso in maniera uniforme alla girante. Le definizioni già date per numero caratteristico di macchina, n_q , numero caratteristico di pressione ψ , coefficiente di portata k_d , coefficiente di flusso Φ possono essere ripetute per caratterizzare il comportamento della turbina e la forma stessa della girante. A questo proposito occorre fare alcune considerazioni.

Nel dimensionamento della pompa si è più volte fatto uso, oltre che dei numeri caratteristici di macchina, di una serie di risultati ottenuti dalla sperimentazione e dalla realizzazione stessa di macchine con caratteristiche simili. Questo approccio è tipico del dimensionamento delle pompe, in quanto l'utilizzo diffusissimo di questo tipo di macchina permette di avere a disposizione una

letteratura molto ampia. Nell'affrontare invece la scelta della turbina ideale e del suo corretto dimensionamento non è stato possibile avvalersi di tutta la letteratura a disposizione per questo tipo di macchina per diversi motivi. In primo luogo osserviamo che le turbine a palettaggi rotanti che operano con un liquido come fluido di lavoro, sono quasi esclusivamente macchine motrici di grandi dimensioni poste a valle di impianti idroelettrici, che hanno il compito di convertire l'energia potenziale di grosse quantità d'acqua, prima in energia meccanica di rotazione di un albero e successivamente in energia elettrica tramite un generatore collegato allo stesso albero. Per esse quindi è di primario interesse convertire l'energia in possesso di una determinata quantità di acqua con il migliore rendimento possibile. Dimensioni, peso e semplicità costruttiva diventano questioni di importanza relativa nella scelta del tipo di macchina. Chiaramente lo stesso approccio non può essere utilizzato nel dimensionamento della nostra girante. Per questo verranno utilizzati, oltre che le relazioni tipiche delle turbine, i risultati e i dati a disposizione riguardanti lo studio delle pompe con le opportune modifiche. Questo tipo di approccio ha una valida giustificazione nell'esperienza e nella teoria. È infatti sempre più comune, lì dove ci sia convenienza economica, l'utilizzo di macchine, realizzate per lavorare come pompe, nella funzione di macchina motrice. Molti testi riportano i dati ottenuti da una macchina operatrice funzionante come turbina e nella maggior parte dei casi i risultati sono più che soddisfacenti. In funzionamento da turbina è infatti possibile ottenere, per una pompa, rendimenti molto vicini a quelli ottenuti nel funzionamento come operatrice e con alcuni accorgimenti (modifiche del profilo palare, variazione del numero di giri di funzionamento, arrotondamento degli spigoli al diametro esterno) è addirittura possibile migliorare tali prestazioni. In generale, è possibile affermare che una pompa può sempre lavorare come turbina, una turbina non può sempre essere utilizzata come pompa. Questo ha una sua giustificazione teorica nel fatto che un fluido che si appresta ad entrare nella girante di una turbina, e successivamente all'interno di essa, viene accelerato e grandi accelerazioni non comportano grandi perdite. Nella pompa avviene l'inverso: il fluido decelera, ingrossando lo strato limite, per questo le perdite diventano consistenti e le deviazioni imposte alla corrente devono essere meno marcate che in una turbina. Per questo se un fluido si muove all'interno di una turbina nella direzione inversa le perdite diventano consistenti e al limite potrebbe non aversi alcun incremento di pressione.

4.2 Potenza e coppia per una turbina

Per lo studio di una macchina motrice, oltre che alle curve caratteristiche già descritte nel caso delle macchine operatrici, occorre fare riferimento alla caratteristica di coppia della macchina. Questo aspetto è particolarmente importante per qualunque macchina motrice e verrà approfondito nei

paragrafi successivi. Per il momento ci limitiamo a ricordare che, in generale, affermare che un apparato motore sviluppa una determinata potenza non caratterizza quest'apparato e ha poco senso se non si definisce il numero di giri al quale tale potenza (massima o nominale che sia) viene sviluppata. La stessa affermazione può essere ripetuta in riferimento alla coppia, ovvero al momento torcente motore. Tra i tre parametri vale la relazione di carattere generale:

$$P = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (4.1)$$

dove M rappresenta il valore della coppia, o momento torcente, espressa in Nm , P , ω e n rappresentano come in precedenza i valori di potenza, velocità angolare e numero di giri e sono espressi rispettivamente in W , rad/s , e rpm .

Ricordando che la teoria alla base delle equazioni di Eulero esposta per le macchine operatrici resta valida e inalterata nel caso delle macchine motrici e con particolare riferimento ad una turbina a sviluppo radiale, si ha che l'ingresso nella girante avviene al diametro più esterno (nel seguito indicata con il pedice 2), ovvero ci si riferisce ad una *macchina centripeta*. La sezione di uscita (pedice 3) sarà ortogonale all'asse della macchina. L'espressione di Eulero per il lavoro specifico teorico sarà in questo caso:

$$H_e = \frac{P}{\gamma \cdot g} = \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_3 c_3) \quad (4.2)$$

che riscritta mettendo in evidenza la velocità angolare ω , diventa:

$$H_e = \frac{P}{\gamma \cdot g} = \frac{1}{g} \cdot \omega \cdot (R_2 \cdot c_{u2} - R_3 c_3) \quad (4.2')$$

Introducendo anche in questo caso la relazione esistente tra coppia motrice e potenza trasmessa risulta:

$$P = \rho \cdot Q \cdot H_e = M \cdot \omega \quad (4.3)$$

e quindi

$$P = \rho \cdot Q \cdot \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3}) \quad (4.4)$$

$$M = \frac{1}{\omega} \cdot \rho \cdot Q \cdot \frac{1}{g} \cdot (u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3}) \quad (4.5)$$

e con riferimento alle dimensioni caratteristiche, R_1 e R_2 :

$$P = \rho \cdot Q \cdot \frac{1}{g} \cdot \omega \cdot (R_2 \cdot c_{u2} - R_3 \cdot c_{u3}) \quad (4.4')$$

$$M = \rho \cdot Q \cdot \frac{1}{g} \cdot (R_2 \cdot c_{u2} - R_3 \cdot c_{u3}) . \quad (4.5')$$

Per un dato impianto, il valore di H_e è fissato, e può essere considerato costante. In generale questo comporta che le variazioni di carico sono ottenute, in turbina, tramite l'intervento di un regolatore che modifica la configurazione del sistema di distribuzione, in modo da variare le sezioni di passaggio del fluido. Tuttavia risulta interessante capire cosa succede per una macchina motrice quando viene fatto variare il numero di giri, per esempio mediante un sistema frenante collegato all'albero, con il distributore in posizione fissa. In particolare si nota come la curva che esprime il momento motore, $M_x = f(n_x)$ in figura 4.1, abbia andamento approssimativamente lineare con il massimo per $n_x = 0$. La curva di potenza, $P_x = \omega_x \cdot M_x$, essendo proporzionale al prodotto dell'ascissa per l'ordinata del momento motore, se quest'ultima fosse esattamente rettilinea, risulterebbe una parabola con vertice in corrispondenza del punto di mezzo del segmento OB. Occorre osservare, e si può dimostrare teoricamente, che la curva M_x ha andamento esattamente lineare solo per valori costanti della portata volumetrica. In realtà la costanza della portata volumetrica si ottiene solo per giranti Francis "medie". Per giranti con numero di giri caratteristico minore, la portata volumetrica Q_x diminuisce al crescere del numero di giri, per giranti veloci Q_x aumenta all'aumentare di n_x . Le variazioni sono comunque contenute. Ad ogni modo considerata costante la portata Q_x , la curva di potenza di figura 4.1, rappresenta, in un'altra scala, l'andamento della curva di rendimento della turbina al variare di n , essendo:

$$\eta_x = \frac{P_x}{\rho \cdot Q_x \cdot H_x} .$$

Fissato come numero di giri di esercizio quello per cui il rendimento è massimo, il numero di giri per cui si annulla il momento motore M_x , corrispondente alla velocità di fuga della macchina, risulta circa il doppio di quello di esercizio. Nella realtà l'attrito del fluido sulla girante e le perdite meccaniche fanno diminuire il numero di giri corrispondente alla velocità di fuga.

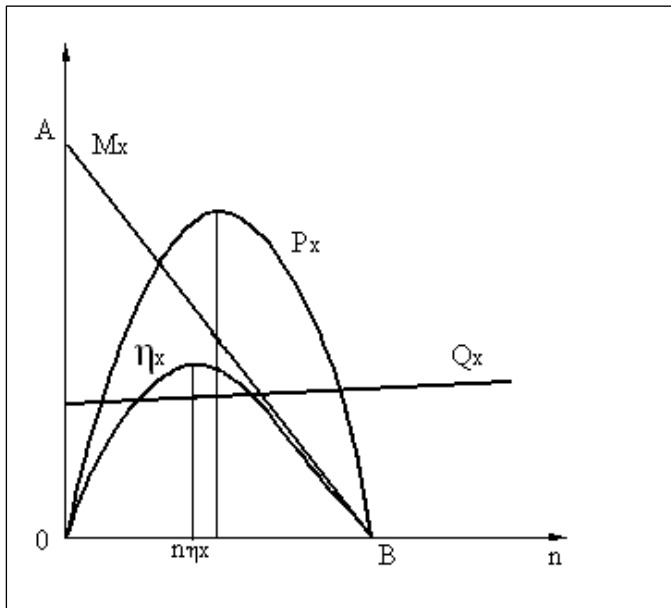


Figura 4.1. Andamento delle curve caratteristiche di coppia, potenza, rendimento e portata al variare del numero di giri con distributore in posizione fissa.

Se poi Q_x aumenta con il numero di giri, macchine veloci, si hanno valori più elevati del rapporto tra velocità di fuga e velocità di esercizio, in quanto il numero di giri corrispondente alla massima potenza aumenta rispetto a quello corrispondente al massimo rendimento (come in figura 4.1). L'esperienza dimostra comunque che il rapporto tra le due velocità significative si addensa intorno al valore due per ogni tipo di macchina e questo giustifica in ogni caso una variazione della portata poco significativa a distributore fisso.

4.3 Caratteristiche tipiche di una girante motrice centripeta

La determinazione del numero di giri caratteristico di turbina per un accoppiamento realizzato con la girante operatrice dimensionata in 3.4 è immediata, essendo già noti i valori di Q , H , ed n per le condizioni di progetto. Risulta con i dati sino a questo punto elaborati ed escludendo in un primo momento le perdite:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{600 \cdot \sqrt{0.015}}{19^{3/4}} \approx 8.$$

Per tali valori del numero di giri caratteristico, per i quali si parla di macchina “molto lenta”, le considerazioni svolte in fase di introduzione portano i progettisti di turbine idrauliche alla realizzazione di turbine ad azione ad ammissione parzializzata, le cosiddette “ruote Pelton”.

Occorre ribadire che in ogni caso siamo di fronte a valori di taglia della macchina, di portata, di velocità di rotazione utile e anche di obiettivi di progettazione molto distanti da quelli presi in

considerazione nella nostra trattazione. Il nostro obiettivo è sempre quello di costruire una girante di dimensioni contenute che funzioni con il migliore rendimento possibile, se accoppiata con una girante operatrice di dimensioni anch'essa contenute.

Utilizzando i dati e la letteratura esistente nel campo delle macchine *strettamente radiali*, per i quali le dimensioni e il numero caratteristico in questione sono ampiamente trattati e, fermo restando la realizzabilità di una girante motrice radiale con tali parametri, osserviamo che le prestazioni ad essa associate risultano troppo penalizzanti per le performance complessive della nostra macchina. In particolare in relazione al rendimento, è possibile affermare che, passando dalla realizzazione di una macchina motrice radiale con numero caratteristico $n_q \approx 10$ a quello di una macchina con $n_q \approx 20$, si ha uno scarto di rendimento molto elevato, sino a 20 punti percentuale. Per questo l'obiettivo nel proseguo della trattazione sarà quello di adattare le caratteristiche della girante operatrice e del numero di giri di rotazione della girante motrice in maniera tale da avere una turbina con $n_q \geq 20$.

Prima di proseguire in questa direzione, facciamo delle considerazioni generali sulle turbine centripete, partendo dalle equazioni fondamentali di Eulero. L'espressione della potenza specifica risulta essere:

$$\hat{P} = u_2 \cdot c_{u2} - u_3 \cdot c_{u3}$$

dalla quale è evidente che si ottiene la maggiore potenza specifica e quindi il lavoro specifico maggiore se $c_{u3}=0$, ovvero per uscita dalla girante assiale. Tale condizione risulta peraltro vantaggiosa per un migliore andamento del flusso nei condotti di scarico (con diffusore, se previsto) e risulta essere una condizione universalmente accettata nel campo delle turbine idrauliche. In tal caso risulta:

$$\hat{P} = u_2 \cdot c_{u2}$$

Vogliamo che anche il termine $u_2 \cdot c_{u2}$ sia massimo, ma occorre tenere presente che per $c_{u2} \neq u_2 \Rightarrow w_2 > c_{r2}$ e questo implica un aumento delle perdite, proporzionali al quadrato della velocità relativa all'interno dei condotti mobili. Per cui la condizione ottimale in relazione al rendimento per le turbine radiali è $w_2 = c_{r2} \Rightarrow \beta_2 = 90^\circ$. Ovvero $\hat{P} = u_2^2$.

In realtà si registrano delle variazioni attorno a tale valore dell'angolo di ingresso in relazione a diversi fattori. Abbiamo già visto come, al variare del numero di giri caratteristico, la geometria della girante può variare da una configurazione strettamente radiale con sezioni trasversali di piccola area, sino alla configurazione tipica delle macchine Francis con sezioni più ampie e sviluppo radiale più contenuto, e come questo abbia delle ripercussioni sulla determinazione dell'angolo β al diametro esterno della macchina. Inoltre occorre considerare che la condizione di

massimo rendimento per la macchina non è l'unica da prendere in considerazione e in molti casi le condizioni che assicurano il massimo lavoro specifico sono a queste preferite (in generale questo non avviene per le turbine idrauliche tradizionali, per le quali, abbiamo già detto, la condizione di massimo rendimento è prioritaria). In relazione a quest'ultimo aspetto risulta interessante considerare come varia il coefficiente di pressione ψ in funzione all'output desiderato (ad esempio maggiore rendimento o maggior lavoro specifico) e il range di valori plausibili per le macchine motrici in oggetto. Introduciamo a questo proposito il concetto di *grado di reazione*, utile per la progettazione e il dimensionamento di una turbina. Si definisce grado di reazione G, il rapporto tra il lavoro specifico teorico elaborato dalla girante e il lavoro specifico complessivamente elaborato dalla motrice (statore e rotore), ovvero:

$$G = \frac{L_r}{L_{tot}} . \quad (4.6)$$

Nelle macchine con $G = 0$, macchine ad azione, si ha lo stesso valore della pressione all'ingresso e all'uscita della girante, questo vuol dire che tutto il lavoro specifico disponibile viene trasformato dalla palettatura distributrice nella velocità c_2 di ingresso alla girante.

Nelle macchine con $0 < G < 1$, macchine a reazione, solo una parte della caduta totale di pressione disponibile viene trasformata in velocità nel distributore e la velocità assoluta c_2 di ingresso nella girante non è la massima consentita. Tra l'ingresso e l'uscita della girante esiste una differenza finita di pressione, detta pressione al gioco, che la girante stessa deve elaborare.

Un aspetto importante, in particolare per la nostra trattazione, legato al grado di reazione di una turbina è dato dalla relativa “*velocità*” della girante. Le turbine ad azione, per cui abbiamo visto la velocità c_2 assume valore massimo, presentano, per l'equazione fondamentale con $\alpha_3=90^\circ$, il minimo valore di u_2 , ovvero sono macchine *lente*. Più il grado di reazione aumenta, più la velocità c_2 diminuisce e di conseguenza u_2 aumenta, ovvero la girante diventa *veloce*. Essendo poi D_2 direttamente proporzionale a u_2 , a parità di velocità di rotazione della macchina, un grado di reazione più elevato implica un diametro esterno maggiore.

Poiché è possibile esprimere la differenza di energia tra il lato a pressione maggiore (pedice 2) e il lato a pressione minore (pedice 1) della girante sia come somma del lavoro specifico della pressione al gioco e della variazione dell'energia cinetica, sia come somma del lavoro trasmesso tra fluido e pale L_p e delle perdite Z_r nei condotti della girante, risulta:

$$L_r + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} = L_p + Z_u \quad (4.7)$$

essendo $L_p = u_2 \cdot c_{u2}$, nel caso più vantaggioso già descritto di turbina radiale con $\alpha_1=90^\circ$, abbiamo anche:

$$L_r = L_p \cdot \left(1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}\right) + Z_r. \quad (4.8)$$

In prima approssimazione, trascurando le perdite, la 4.8 e la 4.9 diventano:

$$L = L_r + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2}$$

$$L_r \cong L \cdot \left(1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}\right)$$

e per il grado di reazione:

$$G_r \cong 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}. \quad (4.9)$$

Prendendo in considerazione le perdite nel distributore, tramite il termine di rendimento η_d , e nella girante, tramite il termine η_h , e per la stessa componente della velocità meridiale a monte e a valle sia della palettatura distributrice che della palettatura rotorica risulta in maniera più dettagliata per $\alpha_1=90^\circ$:

$$G_r = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2} \cdot \left(\frac{\eta_d}{\eta_h}\right) \quad (4.9')$$

Infine, per il coefficiente di pressione ψ_e , espressione adimensionale del lavoro ideale specifico di una turbomacchina, risulta:

$$\psi_e = 4 \cdot (1 - G) \cdot \left(\frac{\eta_h^2}{\eta_d}\right)^{-1}.$$

L'espressione del coefficiente di pressione data dalla relazione 4.11 permette di stabilire dei limiti di applicabilità dello stesso coefficiente per ogni tipo di macchina, in funzione dell'output desiderato e dei risultati sperimentali associati a ciascuna macchina. Così per il progetto di una turbina ad azione ($G = 0$) è possibile definire come campo di applicabilità del coefficiente di pressione, l'intervallo $4.5 \leq \psi_e \leq 7$. Per le macchine motrici a reazione sarà chiaramente $4.5(1 - G) \leq \psi_e \leq 7 \cdot (1 - G)$. L'intervallo di ψ_e da 4.5 a 5.5 viene utilizzato quando si vuole ottenere dalla macchina il miglior rendimento possibile, il successivo intervallo sino al valore 7 viene utilizzato per le costruzioni in cui si vuole ottenere il maggior valore del lavoro di stadio con un rendimento sempre accettabile. Il valore di ψ_e scelto è sempre legato alle altre caratteristiche dello stadio, quali forma delle pale, angoli β di ingresso, α di uscita, etc.

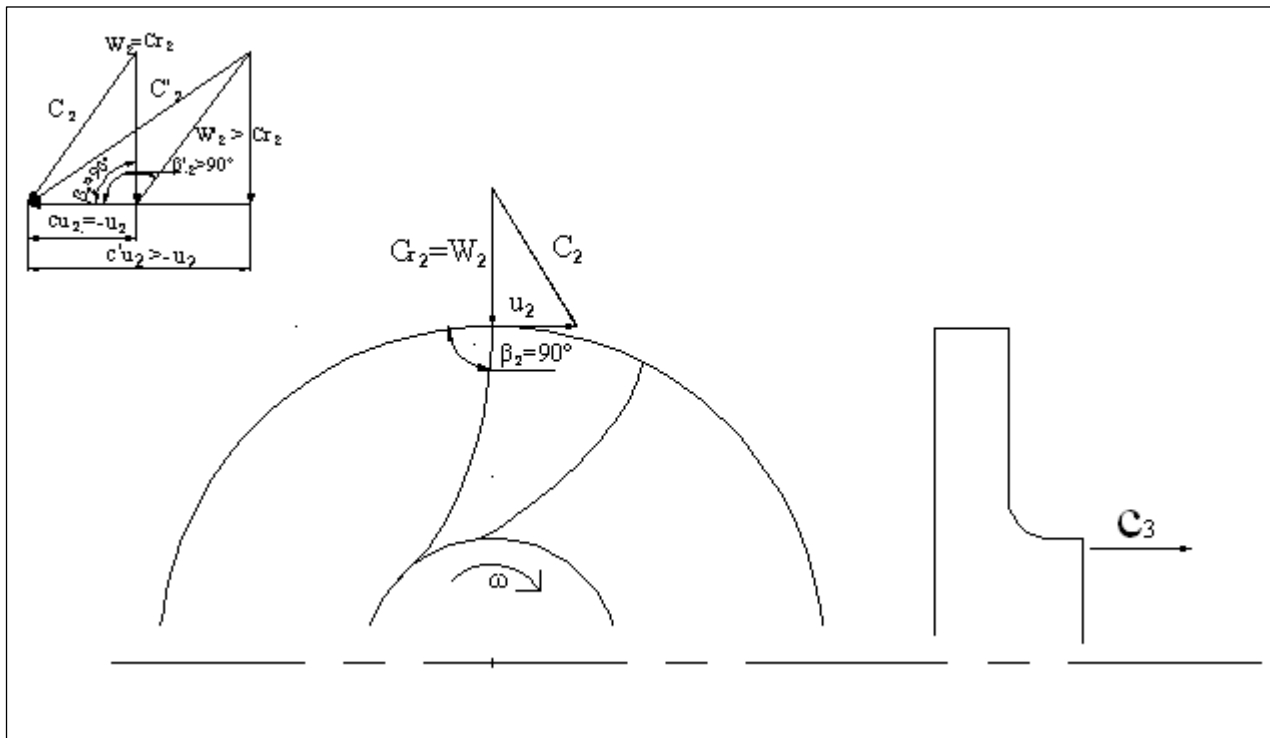


Figura 4.2 Rappresentazione dei triangoli delle velocità ideali per la girante di una turbina radiale.

In alto a sinistra è rappresentato il triangolo delle velocità per una girante con angolo di ingresso $\beta_2 < 90^\circ$.

4.4 Determinazione delle caratteristiche dimensionali della turbina e relativo accoppiamento con la girante operatrice

Nel paragrafo precedente abbiamo osservato come i dati necessari ad un corretto proporzionamento della turbina siano gli stessi utilizzati per il dimensionamento della girante operatrice ed in particolare come la caratteristica di partenza sia proprio il numero di giri caratteristico n_q a sua volta definito. In esso i dati relativi a prevalenza H e portata volumetrica Q sono, in ingresso di turbina, gli stessi che in uscita dalla pompa, il tutto chiaramente al netto delle perdite. La velocità di rotazione per le due giranti è nettamente diversa: per la pompa è più elevata, in relazione dall'accoppiamento ottimale con il motore elettrico, per la turbina è più moderata in relazione alle esigenze tipiche delle eliche marine. Questo comporta un numero di giri caratteristico anch'esso decisamente diverso tra le due giranti e il rapporto tra i due uguale al rapporto tra le velocità di rotazione effettive. Essendo $n_p = 3000$ rpm e $n_t \approx 620$ rpm, sarà $n_{qp} \approx 4 \div 5 n_{qt}$. E poiché vogliamo che sia $n_{qt} \geq 20$, per quanto detto nel paragrafo precedente in relazione al rendimento di turbina, imponiamo che sia $n_{qp} \geq 80 \div 90$. Il numero di giri caratteristico per la girante operatrice è però limitato superiormente dalla necessità di realizzare una girante a flusso radiale centrifugo, inoltre è evidente che più tale numero caratteristico si avvicina a quello prima determinato di massimo

rendimento, più le prestazioni ad esso associate saranno soddisfacenti. La scelta di n_{qp} pari a 90 soddisfa tutti i requisiti richiesti e sarà per questo adottata. Ripetendo le considerazioni e le relazioni esposte nel terzo capitolo per la determinazione di H e Q a partire da n_q , otteniamo:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 90 ; \quad \Omega_s = \frac{n_q}{52.919} = \frac{90}{52.919} \approx 1.7 \quad (3.9)$$

$$n_s = \frac{n_q}{0.41} \approx 219 \text{ rev/sec} ; \quad n_s(\text{gpm}) = \frac{n_q}{0.0191} \approx 4700$$

$$P_p = \frac{P_{de}}{\eta_t \cdot \eta_p} = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{102 \cdot 0.85 \cdot 0.8} = 3 \text{ Kw} \quad (3.36)$$

Il valore di P_p è determinato in relazione alla scelta di ottenere un valore della potenza disponibile all'asse dell'elica pari a circa 2 Kw . Si è assunto $\eta_t = 0.85$, per il rendimento totale di turbina e $\eta_p = 0.8$, per l'analogo valore della pompa, in base ai valori del rendimento ottenuti per macchine simili.

$$\begin{cases} n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \\ P_p = \frac{P_{de}}{\eta_t \cdot \eta_p} = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H}{102} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} 90 = \frac{3000 \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \\ \frac{2}{0.8 \cdot 0.85} = \frac{879 \cdot Q_t \cdot H}{102} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} H^{3/4} = 33.33 \cdot \sqrt{Q} \\ \frac{0.29}{H} = Q_t \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} H^{5/4} = 17.94 \\ Q_t = \frac{0.29}{H} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} H = 10.07 \\ Q_t = 0.029 \end{cases}$$

Dove H è sempre espresso in metri e Q in m^3/s .

Partendo dai nuovi valori di portata e prevalenza, determiniamo le caratteristiche di base per il dimensionamento della girante motrice, cercando di mettere in evidenza il diametro di ingresso in turbina come valore dimensionale di riferimento per un accoppiamento soddisfacente.

Applichiamo a questo proposito la formula di Anderson (3.35) per la determinazione dell'efficienza complessiva della girante operatrice, in maniera tale da avere una stima approssimata delle perdite di prevalenza all'ingresso della turbina. Le perdite associate ai condotti di collegamento tra operatrice e motrice verranno in questa fase trascurate, in quanto di ordine di grandezza inferiore secondo quanto enunciato in 3.2.3. Risulta:

$$\begin{aligned} \eta &= 0.94 - 0.08955 \cdot \left[\frac{Q(\text{gpm})}{n(\text{rpm})} \cdot X \right]^{-0.21333} - 0.29 \cdot \left[\log_{10} \left(\frac{2286}{n_s} \right) \right]^2 = \\ &= 0.94 - 0.08955 \cdot \left[\frac{460}{3000} \cdot 1 \right]^{-0.21333} - 0.29 \cdot \left[\log_{10} \left(\frac{2286}{4700} \right) \right]^2 = 0.94 - 0.133 - 0.028 \cong 0.78. \end{aligned} \quad (3.35)$$

La relazione di Anderson con $X=1$, fa riferimento ad una pompa funzionante con acqua come fluido di lavoro e fornisce, anche per questo, solo una stima approssimativa dell'efficienza . Ipotizzando

dal risultato della 3.35 una perdita di prevalenza di primo tentativo pari al 20% della prevalenza totale, otteniamo un $H_{it} = 0.8 \cdot 10.07 \approx 8 \text{ m}$. H_{it} è il valore della prevalenza in ingresso di turbina.

Ricaviamo immediatamente in prima approssimazione:

$$n_{qt} = \frac{n_t \cdot \sqrt{Q}}{H_{it}^{3/4}} \approx 22$$

Infine le due relazioni:

$$u_2 = \left(\frac{g \cdot H}{\psi} \right)^{1/2} \quad \text{e} \quad D_2 = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n}$$

permettono di ottenere un valore di D_2 di primo tentativo. Consideriamo due valori limite per ψ , relativi agli estremi prima enunciati per il valore del coefficiente di pressione europeo di una turbina, $4.5 \cdot (1-G) < \psi_e < 7 \cdot (1-G)$, ed otteniamo un range di valori entro il quale determinare D_2 . Poiché è $\psi_e = 2 \cdot \psi$, risulta per $G = 0.3$ (valore tipico per turbine idrauliche con numero di giri caratteristico pari a n_{qt}):

$$u_{2max} = \left(\frac{9.8 \cdot 8}{1.575} \right)^{1/2} = 7.05 \text{ m/s} \Rightarrow D_{2max} = \frac{7.05 \cdot 60}{\pi \cdot 620} \approx 0.217 \text{ m}$$

$$u_{2min} = \left(\frac{9.8 \cdot 8}{2.45} \right)^{1/2} = 5.65 \text{ m/s} \Rightarrow D_{2min} = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} \approx 0.174 \text{ m}.$$

I valori estremi sopra riportati per il diametro esterno di turbina, consentono di ritenere soddisfacente un accoppiamento realizzato con i numeri caratteristici n_{qp} e n_{qt} determinati in precedenza. Questo anche in virtù del fatto che tali dimensioni limite per il diametro di turbina sono in realtà ulteriormente modificabili, agendo per esempio sul grado di reazione o variando, seppure di poco, la velocità di rotazione della girante.

4.4.1 Dimensionamento della girante operatrice

Determinazione delle caratteristiche adimensionali, k_d e ψ :

$$k_d = \frac{Q}{D_2^2 \cdot u_2}; \quad \Psi = \frac{g \cdot H}{u_2^2}.$$

La scelta deve essere effettuata rispettando soprattutto il rapporto $K_d / \psi^{3/2}$. Dalle figura 3.2, 3.3, 3.4 per $n_s \approx 4700$ assumiamo $k_d = 0.1$. Poiché, sulla base di considerazioni dimensionali è stato scelto di non utilizzare un diffusore, propriamente detto, all'uscita della girante operatrice, ma solamente un organo di collegamento con il distributore di turbina, la scelta di k_d , non rispecchia fedelmente i grafici, ma è stata fatta in base a considerazioni pratiche, confermate dall'andamento della curva di k_l per la sola girante di figura 3.2, dalla quale si evince che le perdite di girante aumentano

all'aumentare di k_d in maniera sensibile dopo un determinato valore dello stesso. Essendo tali perdite le uniche interessanti per il nostro dimensionamento si è scelto un valore di k_d di poco inferiore a quello normalmente utilizzato per giranti con numero caratteristico pari al nostro, entro i limiti di applicabilità della scelta dettati dalla tabella 4.1.

Applicando la 3.10, risulta:

$$\psi_e^{3/4} = \frac{178}{n_q} \cdot k_d^{1/2} \approx 0.535 \Rightarrow \psi = 0.267.$$

Diametro esterno:

$$u_{2m} = \left(\frac{g \cdot H}{\psi} \right)^{1/2} = \left(\frac{9.8 \cdot 10.07}{0.267} \right)^{1/2} \approx 19.2 \text{ m/s} \Rightarrow$$

$$D_{2m} = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} = \frac{19.2 \cdot 60}{\pi \cdot 3000} = 0.122 \text{ m}$$

η	Valori di k_d			
	centrifughe	Francis	Flusso misto	assiali
buono	0.025-0.1	0.07-0.10	0.08-0.14	0.10-0.15
accettabile	0.015-0.025	0.10-0.12	0.14-0.16	0.15-0.17
basso	0.005-0.010			

Tabella 4.1. Range di accettabilità per i valori di k_d in funzione dell'efficienza della girante (KOVATS A., 1964, PAG. 332).

Occhio della girante

Relazioni di riferimento:

$$\frac{c_{m0}}{u_2} = \frac{k_d}{\left(\frac{D_0}{D_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2} \right) \cdot \frac{\pi}{4}} \quad (3.37)$$

$$\frac{D_o}{D_2} = \sqrt{\frac{k_d}{\left(\frac{c_{m0}}{u_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2} \right) \cdot \frac{\pi}{4}}} \quad (3.38)$$

Limiti di utilizzo dei parametri per macchine Francis.

$$0.3 < D_s/D_o < 0.5$$

$$0.2 < c_{m0}/u_2 < 0.3$$

costruiamo, come già fatto nel capitolo 3, delle tabelle dalle quali dedurre la variabilità di tutti i parametri e determinare la scelta di migliore proporzionamento per l'ingresso della girante operatrice. I limiti di variabilità dei parametri sopra esposti sono dedotti dalla sperimentazione di macchine simili.

$\frac{c_{m0}}{u_2} = 0.2 \Rightarrow c_{m0} = 3.84 \text{ m/s}$			
$\frac{D_s}{D_0}$	0.3	0.4	0.5
$\frac{D_0}{D_2}$	0.83	0.87	0.92
D_0 [m]	0.099	0.10	0.11
D_s [m]	0.030	0.040	0.055

Tabella 2'

$\frac{c_{m0}}{u_2} = 0.25 \Rightarrow c_{m0} = 4.8 \text{ m/s}$			
$\frac{D_s}{D_0}$	0.3	0.4	0.5
$\frac{D_0}{D_2}$	0.74	0.77	0.82
D_0 [m]	0.088	0.092	0.098
D_s [m]	0.026	0.037	0.047

Tabella 3'

$\frac{c_{m0}}{u_2} = 0.3 \Rightarrow c_{m0} = 5.76 \text{ m/s}$			
$\frac{D_s}{D_0}$	0.3	0.4	0.5
$\frac{D_0}{D_2}$	0.68	0.70	0.75
D_0 [m]	0.081	0.84	0.09
D_s [m]	0.024	0.025	0.045

Tabella 4'

Dalla 3.38 e dalle tabelle 1', 2', 3' è evidente che :

- all'aumentare del rapporto c_{m0}/u_2 , il rapporto D_0/D_2 diminuisce
- all'aumentare del rapporto D_s/D_0 , il rapporto D_0/D_2 aumenta.

La figura 4.3 mostra come per k_d pari a 0.1, il valore del rapporto D_0/D_2 vari tra un valore di poco superiore a 0.7 sino ad un valore di poco superiore a 0.9. All'interno di questo range rientrano quasi tutti i valori riportati dalle tabelle 1', 2', 3', per cui la scelta viene basata all'interno di questi range su altri due aspetti: un comportamento di ottimo rispetto ai fenomeni cavitazionali (operando con un numero di giri caratteristico superiore che nel primo tentativo di proporzionamento, quindi con una macchina più "veloce", questo aspetto diventa più critico) e la scelta di una componente meridiale della velocità che possa bene adattarsi anche all'uscita della girante motrice nell'intento di realizzare un ciclo chiuso per il fluido di lavoro.

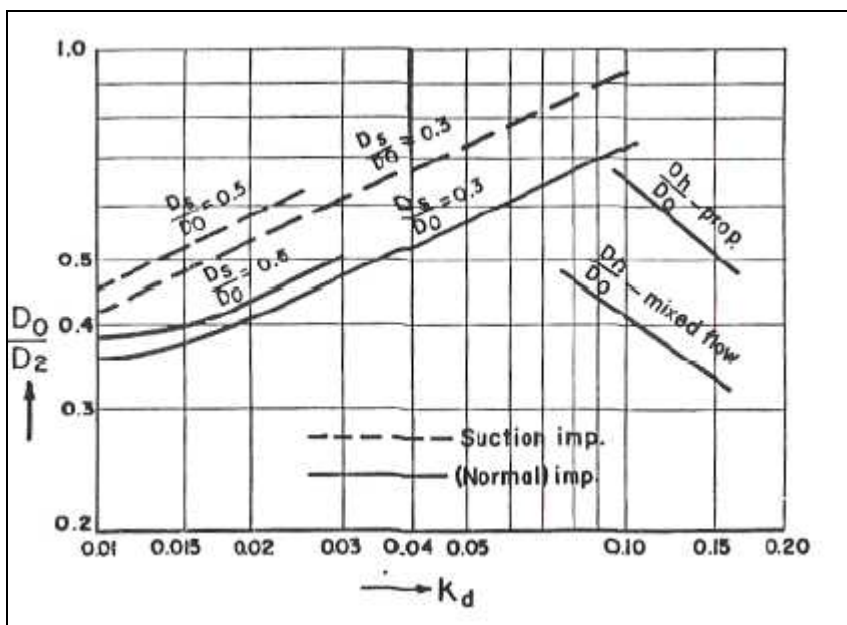


Figura 4.3 . Campo di applicabilità del rapporto D_0/D_2 in funzione di k_d .

Ripetendo le considerazioni già esplicate nel capitolo 3, otteniamo in relazione ai fenomeni cavitazionali il miglior proporzionamento, applicando la relazione 3.29 alla sezione di ingresso:

$$2 \cdot g \cdot \Delta h_s = \lambda_1 \cdot w_1^2 + \lambda_2 \cdot c_1^2$$

con prerotazione nulla all'ingresso è anche: $w_1^2 = c_1^2 + u_1^2$,

$$2 \cdot g \cdot \Delta h_s = \lambda_1 \cdot c_1^2 + \lambda_1 \cdot u_1^2 + \lambda_2 \cdot c_1^2 = (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot c_1^2 + \lambda_1 \cdot u_1^2$$

e sostituendo i valori relativi a c_1 e u_1 :

$$\frac{2 \cdot g \cdot \Delta h_s}{rpm} = \frac{(\lambda_1 + \lambda_2)}{(D_1^2 - D_s^2)^2} \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2 + \lambda_1 \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right)^2 \cdot D_1^2$$

differentiamo infine rispetto a D_1 per ottenere il minimo Δh_s , quindi condizioni di cavitazione migliori, e applichiamo i valori tipici per i coefficienti λ_1 e λ_2 , rispettivamente 1.2 e 0.3, ottenendo:

$$0 = \frac{-2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2)}{(D_1^2 - D_s^2)^3} \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2 + \lambda_1 \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right)^2$$

$$2 \cdot (\lambda_1 + \lambda_2) \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2 = \lambda_1 \cdot \left(\frac{\pi}{60}\right)^2 \cdot (D_1^2 - D_s^2)^3$$

$$D_1^2 - D_s^2 = \sqrt[3]{2 \cdot \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_1} \left(\frac{240}{\pi^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2}$$

$$D_1^2 = \sqrt[3]{2 \cdot \frac{\lambda_1 + \lambda_2}{\lambda_1} \left(\frac{240}{\pi^2}\right)^2 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^2} + D_s^2$$

$$D_1^2 = 18.09 \cdot \left(\frac{Q}{rpm}\right)^{2/3} + D_s^2 \Rightarrow$$

Poiché per le pompe radiali centrifughe D_1 è in genere leggermente superiore a D_0 ($D_0 < D_1 < 1.05 \cdot D_0$) il risultati migliori in relazione ai fenomeni cavitazionali, sono quelli rappresentati nella prima colonna della tabella 2', per il quale risulta:

$$D_1 = 0.093 \text{ m. } (\text{valore di } D_1 \text{ di ottimo in relazione alle condizioni di cavitazione per ingresso senza prerotazione})$$

Le dimensioni minime dell'asse della girante in relazione alla resistenza strutturale, già effettuate nel capitolo 3, rimangono sostanzialmente inalterate in quanto legate al valore del momento torcente.

Numero di pale

Anche in questo caso utilizziamo il grafico di figura 3.9 di natura sperimentale per determinare il numero di pale della girante in funzione dell'angolo di uscita β_2 . Tuttavia per valori di n_q pari a 90, consideriamo un valore dell'angolo β_2 superiore rispetto a quello considerato per $n_q=40$. La figura 3.9 suggerisce per $22^\circ < \beta_2 < 26^\circ$ un numero di pale compreso tra 5 e 6. Le considerazioni svolte in 3.3.1.(C) circa la necessità di adottare un numero di pale minore per macchine di dimensioni contenute, ci portano a scegliere $z = 5$ per il proseguo delle nostre calcolazioni. In ogni caso la scelta sarà verificata al termine del dimensionamento della girante, calcolando il carico palare agente su esse ed eventualmente, tramite l'utilizzo di un procedimento iterativo, rielaborate tutte le dimensioni da esso dipendenti.

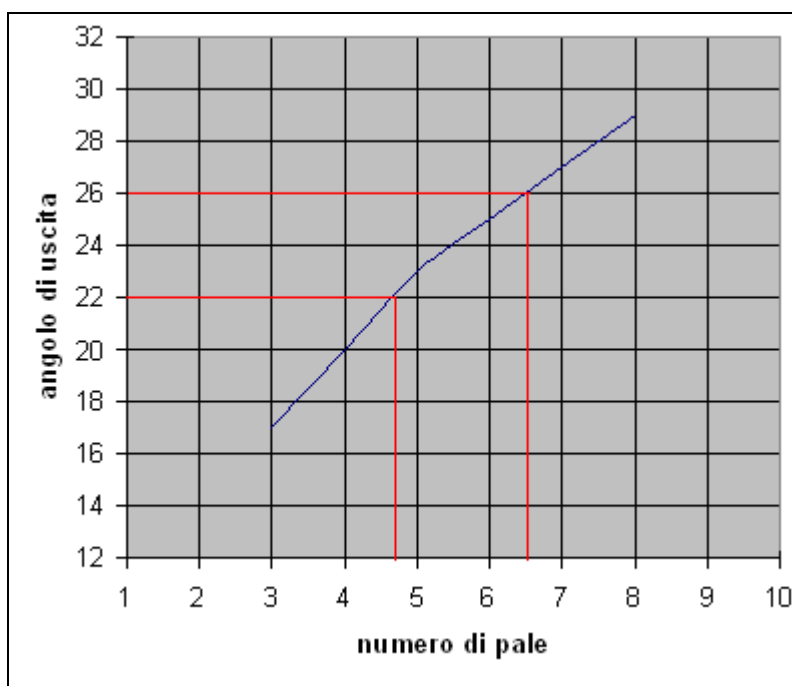


Figura 3.9'. Variazione del numero di pale in funzione dell'angolo di uscita β_2 .

In figura è evidenziato il numero di pale consigliato per valori dell'angolo di uscita caratteristici delle pompe con ψ_e prossimo a 0.27

Ingresso alle pale e triangoli delle velocità.

Prima di determinare i triangoli delle velocità in ingresso è necessario costruire un profilo della girante su piano assiale che tenga conto delle indicazioni date in 3.3.2, in quanto la determinazione del leading edge ci permette di definire i diametri, $D_{1,sh}$, D_{1m} e $D_{1,h}$, ai quali calcolare gli angoli $\beta_{1,i}$.

Utilizzando il valore di b_2 , definito nel dettaglio successivamente, otteniamo secondo le indicazioni della figura 4.7 :

$$A_0 = \pi \cdot (R_o^2 - R_s^2) = 5548 \text{ mm}^2 ; \quad A_I = 2 \cdot \pi \cdot R_{b,1} \cdot b_1 = 5600 \text{ mm}^2 ; \quad A_2 = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b_2 = 6900 \text{ mm}^2$$

e in definitiva:

$$u_{1,h} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{1,h}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.056 = 8.8 \text{ m/s}$$

$$u_{1,m} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{1,m}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.071 = 11.1 \text{ m/s}$$

$$u_{1,sh} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{1,sh}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.088 = 13.8 \text{ m/s}.$$

Valutazione di c_{m1} al raggio medio considerando la riduzione di sezione dovuta allo spessore delle pale :

$$C_{m1} = \frac{Q_t}{D_{1m} \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} \quad (3.39)$$

dove

$$s_1 = \frac{D_{1m} \cdot \pi}{z} ; \quad \tau = \frac{t}{\tan \beta_1}$$

Assumiamo uno spessore delle pale t pari al 2% del diametro esterno della girante per ogni sezione interna e in prossimità dell'uscita; al leading edge essendo le pale affusolate si può assumere metà di tale valore (Karassik I. J., Messina P. J., Cooper P., Heald C. C., 2001, 2.61). Ipotizziamo un angolo β_1 per la valutazione di τ al termine del tracciamento dei triangoli delle velocità, applichiamo un procedimento iterativo per la convergenza dei risultati. Risulta:

$$t \approx 1.2 \text{ mm}; \quad \tau \approx 2.5 \text{ mm}; \quad z = 5; \quad \beta_1 = 26^\circ; \quad s_1 = 0.044 \text{ mm}; \quad \frac{s_1}{s_1 - \tau} = 1.06$$

$$C_{m1} = \frac{Q_t}{D_{1m} \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} = 5.6 \text{ m/s}$$

a cui corrisponde, secondo le indicazioni del paragrafo 3.3.2:

$$c_{m1,sh} = c_{m1} \cdot 1.25 = 7.0 \text{ m/s}$$

$$c_{m1,h} = c_{m1} \cdot 0.75 = 4.2 \text{ m/s}$$

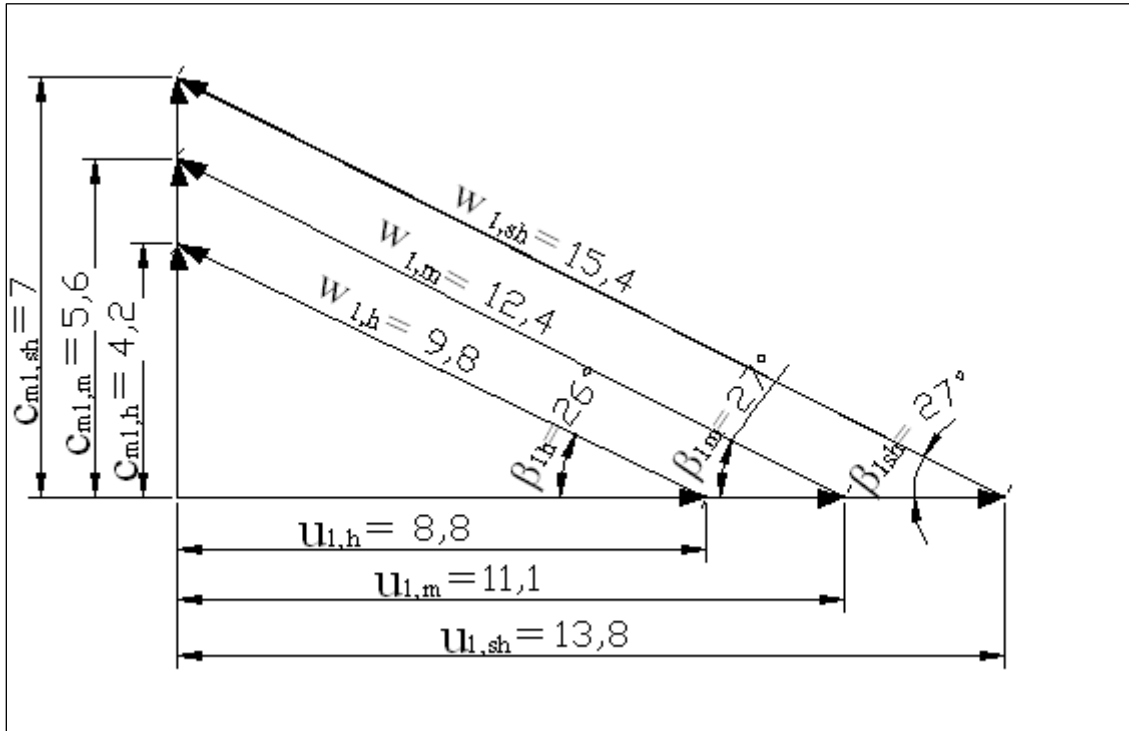


Figura 4.4. Triangoli delle velocità in ingresso. Tutte le velocità sono espresse in metri al secondo.

Uscita dalla girante.

Per macchine operatrici di tipo Francis veloce, poiché il valore del rapporto D_0/D_2 diminuisce, e la lunghezza delle linee di flusso è differente procedendo dallo shroud allo hub, potremmo trovarci nelle condizioni di avere pale troppo corte sulla superficie esterna e troppo lunghe su quella interna. Questa situazione è da evitare in quanto comporta sulle superfici più esterne un carico palare troppo elevato e sulle superfici interne un aumento degli attriti con conseguenti perdite. In generale onde assicurare un carico palare equamente distribuito sulle pale, per operatrici Francis con n_q superiore a $60 \div 70$, è opportuno inclinare il bordo in pressione (trailing edge), il ché ha un effetto positivo sul rendimento della macchina. Le relazioni:

$$D_{2,sh}^2 - D_{1,sh}^2 \cong D_{2,h}^2 - D_{1,h}^2$$

$$D_{2,m}^2 = \frac{D_{2,sh}^2 + D_{2,h}^2}{2}$$

determina con buona approssimazione un carico palare equamente distribuito. Risulta nel nostro caso:

$$\begin{cases} D_{2,sh}^2 - D_{2,h}^2 \cong 4608 \\ D_{2,sh}^2 + D_{2,h}^2 \cong 29768 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} D_{2,h} = 112mm \\ D_{2,sh} = 131mm \end{cases}$$

Dobbiamo determinare il valore della larghezza b_2 in uscita dalla girante da cui dipende il valore di c_{m2} , secondo la relazione:

$$C_{m2} = \frac{Q_t}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} \cdot \frac{s_2}{s_2 - \tau}$$

ma anche b_2 dipende dalla velocità in uscita. Possiamo sempre scrivere:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{k_d}{\pi \cdot \frac{c_{m2}}{u_2}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_2 - \tau} \right)$$

ipotizziamo come valore di primo tentativo per $c_{m2}/u_2 = 0.23$ (essendo consigliato che sia $0.16 < c_{m2}/u_2 < 0.23$ per macchine radiali con $0.7 < k_d < 1$). Ricordando che, in generale, a sezioni più strette corrispondono perdite maggiori, determiniamo il risultato con un procedimento iterativo.

$$s_2 = \frac{D_{2m} \cdot \pi}{z} ; \quad \tau = \frac{t}{\tan \beta_2} ; \quad \text{ipotizzando } \beta_2 = 25^\circ ;$$

$$t \approx 2.4 \text{ mm}; \quad \tau \approx 5 \text{ mm}; \quad z = 5; \quad S_2 = 0.076 \text{ mm}; \quad \frac{s_2}{s_2 - \tau} = 1.08 ; \quad c_{m2} = 0.23 \cdot u_2 = 4.41 \text{ m/s}$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{k_d}{\pi \cdot \frac{c_{m2}}{u_2}} \cdot \left(\frac{s_2}{s_2 - \tau} \right) = \frac{0.1}{\pi \cdot 0.23} \cdot 1.08 = 0.15 \Rightarrow b_2 = 0.0183 \text{ mm}$$

Ripetiamo i calcoli inserendo il valore di b_2 nell'espressione $C_{m2} = \frac{Q_t}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} \cdot \frac{s_2}{s_2 - \tau}$, alla fine otteniamo:

$$b_2 = 0.018 \text{ mm} \quad e \quad c_{m2} = 4.7 \text{ m/s}.$$

Applichiamo Pfleiderer per la determinazione dello slip e infine dei triangoli delle velocità.

$$p = \frac{\psi' \cdot R_2^2}{z \cdot S} \quad \psi' = a \cdot (1 + \sin \beta_2) \quad S = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot (R_2^2 - R_1^2)$$

con $a = 0.9$ per giranti senza voluta o diffusore palettato e $\beta_2 = 25^\circ \Rightarrow \psi' = a \cdot (1 + \sin \beta_2) = 1.26$

$$S = \int_{R_1}^{R_2} r \cdot dr = \frac{1}{2} \cdot (R_{2m}^2 - R_{1m}^2) = 0.0012 \text{ mm}^2 \Rightarrow p = \frac{\psi' \cdot R_2^2}{z \cdot S} = 0.781$$

$$c_{u2} = \psi \cdot u_2 = 0.267 \cdot 19.2 = 5.13 \text{ m/s} \Rightarrow \text{Slip} = c_{u2} \cdot p = 4.00 \text{ m/s}$$

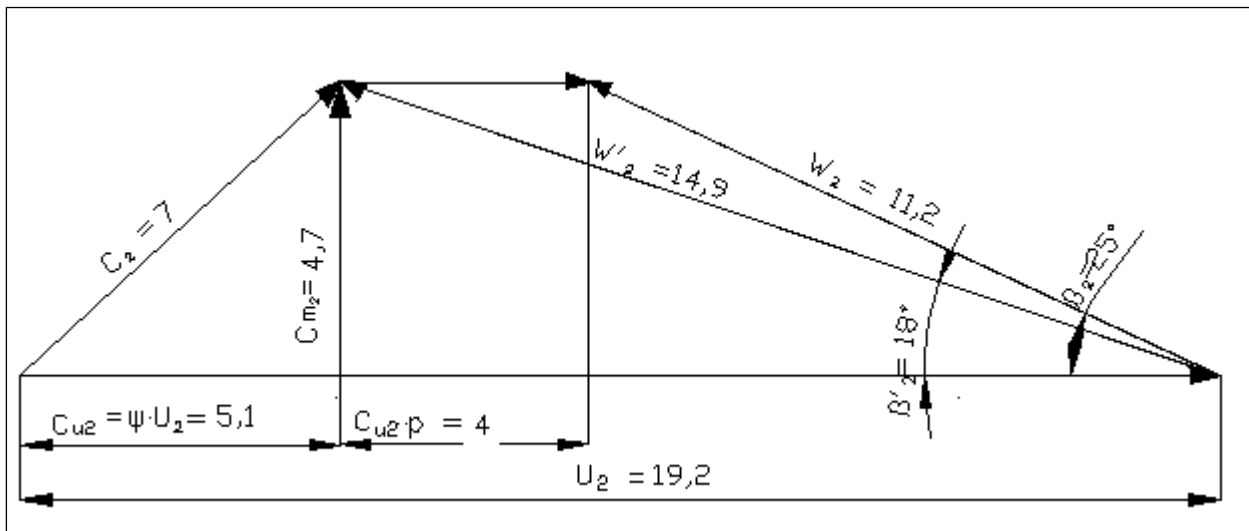


Figura 4.5. Triangoli delle velocità in uscita relativi al raggio medio. Tutte le velocità sono espresse in m/s.

Ed essendo:

$$u_{2,h} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{2,h}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.112 = 17.6 \text{ m/s}$$

$$u_{2,sh} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_{2,sh}}{60} = \pi \cdot 50 \cdot 0.131 = 20.5 \text{ m/s}$$

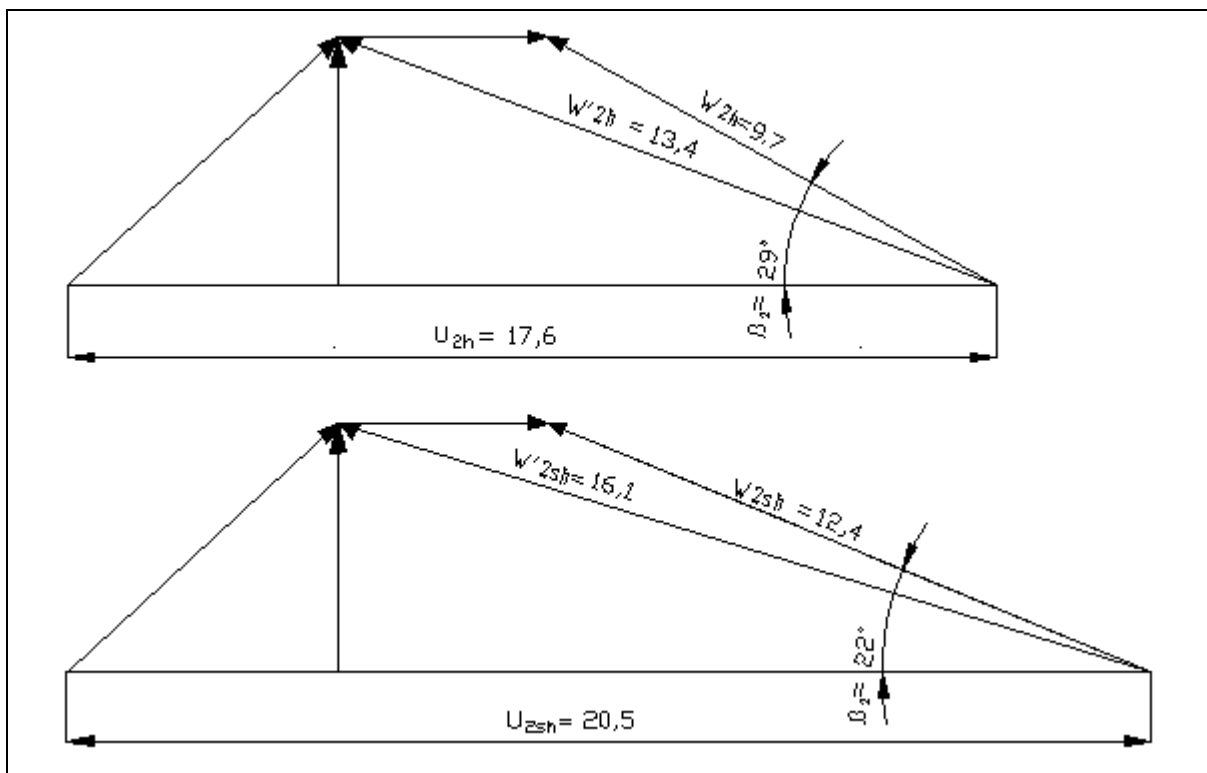


Figura 4.6 La variazione dei triangoli delle velocità alle sezioni estreme (hub e shroud) determina lo svergolamento complessivo della pale all'uscita della girante. La rotazione del leading edge rispetto all'asse della macchina è compensata dalla variazione dell'angolo β_2 .

$$A_0 = \pi \cdot (R_o^2 - R_i^2) \cong 5550 \text{ mm}^2 \cong A_i = 2 \cdot \pi \cdot R_{o,1} \cdot b_1 \cong 5690 \text{ mm}^2 < A_{u1} = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot b_2 \cong 6900 \text{ mm}^2$$

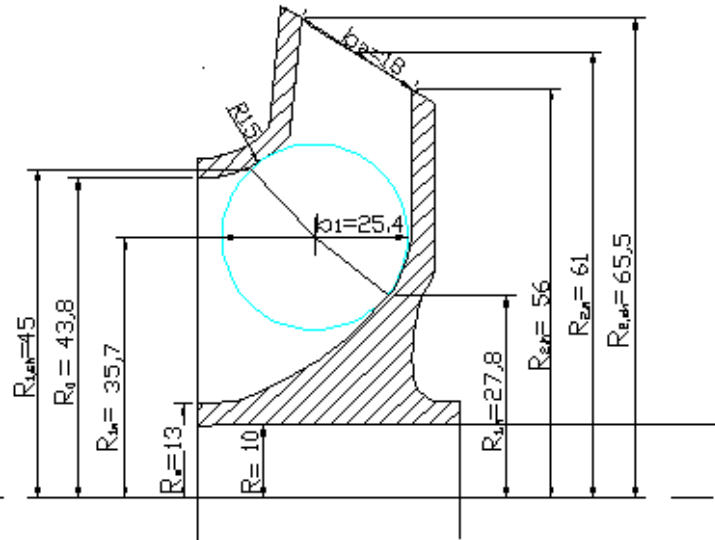


Figura 4.7 Sezione del piano meridionale. La rappresentazione in sezione dello shroud ha lo scopo di meglio rappresentare l'area delle sezioni di passaggio del flusso essendo la girante di tipo aperto. Tutte le dimensioni sono espresse in mm.

Stima del carico palare e verifica del numero di pale scelto.

Scelto il numero di pale, è necessario verificare che il carico palare sia quello corretto, ricordando che un carico palare troppo basso, in generale, significa un maggiore attrito e quindi perdite maggiori, viceversa un carico palare troppo alto, che equivale a dire pale troppo corte, può comportare distacco della vena fluida, con conseguenti perdite di lavoro specifico rispetto a quello teoricamente calcolato, e variazione delle curve di prestazione in condizioni di off design.

Assumiamo in prima approssimazione che sia:

$$\frac{l}{D_2} = \frac{1 - \frac{D_1}{D_2}}{2 \cdot \sin \beta_m},$$

$$\text{dove } \beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2},$$

l è la lunghezza delle pale, da verificare una volta disegnate, e se esiste una considerevole differenza i valori ad esso associati, devono essere ricalcolati. Tutte le dimensioni sono determinate in relazione alla superficie media.

Risulta:

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \cong 26^\circ ; \quad \frac{l}{D_2} = \frac{1 - \frac{D_1}{D_2}}{2 \cdot \sin \beta_m} = \frac{1 - \frac{0.071}{0.122}}{2 \cdot \sin 26^\circ} = 0.494 \Rightarrow l = 0.060 \text{ mm.}$$

Ma deve anche essere:

$$\frac{l}{D_2} = \frac{2 \cdot \pi}{k_l \cdot c_l} \cdot \frac{\psi}{z \cdot \frac{w_\infty}{u_2}}$$

Il coefficiente di interazione $k_l = \frac{C_{l(c)}}{C_{l(i)}}$, è una misura della variazione del coefficiente di portanza se riferito ad una pala isolata o inserita in una schiera di pale e può essere determinato sulla base di diagrammi di natura sperimentale in funzione del rapporto S/l , l'inverso della solidità già definita in 3.3.1(C) (Figura 4.8). Dove $S = \frac{D \cdot \pi}{z}$ è riferito ad un diametro medio, in generale preso

arbitrariamente, e fornito insieme al grafico $k_l = f(s/l)$. Infine, $w_\infty = \frac{w_1 + w_2}{2}$.

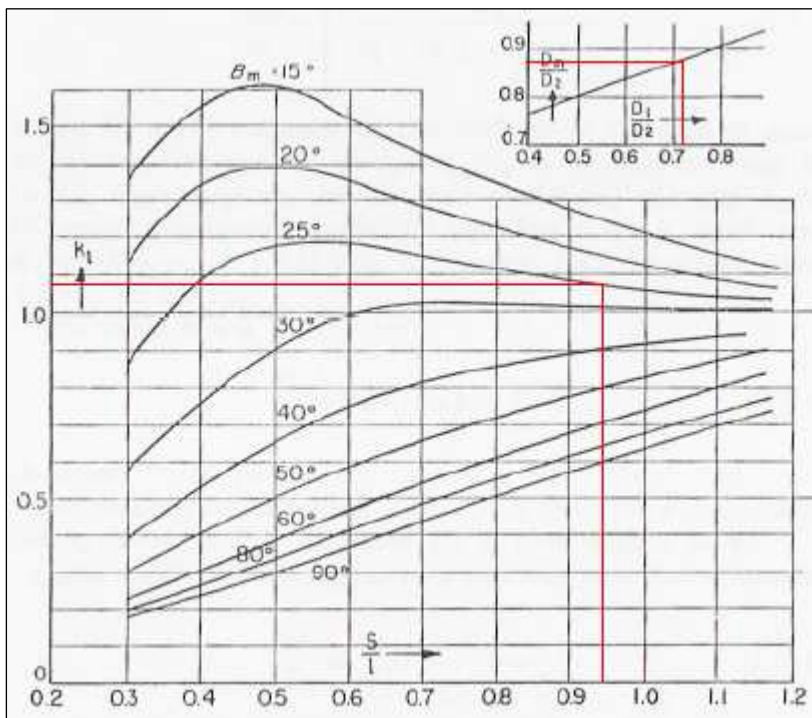


Figura 4.8. Andamento del coefficiente di interazione k_l in funzione dell'inverso della solidità, s/l . In alto a destra è rappresentato la variazione del diametro medio in funzione del diametro di ingresso in forma adimensionale.

Il coefficiente C_l , coefficiente di portanza, corretto per macchine operatrici di tipo Francis deve essere compreso tra 0.8 e 1.2.

Prendiamo D_m come media tra D_{m1} e D_{m2} e verifichiamo che il valore trovato sia prossimo a quello rappresentato in alto a destra nella figura 4.8 :

$$D_m = \frac{D_{1m} + D_{2m}}{2} = 0.101 \text{ mm} ;$$

e per il grafico

$$\frac{D_{1m}}{D_{2m}} \approx 0.72 \Rightarrow \frac{D_m}{D_2} \approx 0.87 \Rightarrow D_m \approx 0.105 \text{ mm.}$$

I due valori di D_m appena trovati sono piuttosto vicini, scegliamo il primo per determinare S ;

$$\Rightarrow S = \frac{D_m \cdot \pi}{z} = 0.063 \Rightarrow \frac{l}{S} = \frac{0.063}{0.060} = 1.05 \Rightarrow \frac{S}{l} = 0.95$$

$$\Rightarrow k_l(\beta_m = 25^\circ) = 1.08$$

$$w_\infty \cong \frac{w_{1m} + w_{2m}}{2} = \frac{12.4 + 14.9}{2} = 13.65 \text{ m/s}$$

$$\frac{l}{D_2} = \frac{2 \cdot \pi}{k_l \cdot c_l} \cdot \frac{\psi}{z \cdot \frac{w_\infty}{u_2^2}} \Rightarrow C_l = \frac{2 \cdot \pi}{k_l \cdot \frac{l}{D_2}} \cdot \frac{\psi}{z \cdot \frac{w_\infty}{u_2}} = \frac{2 \cdot \pi}{1.08 \cdot 0.494} \cdot \frac{0.267}{5 \cdot \frac{13.65}{19.2}} \cong 0.89 .$$

Determinazione delle perdite ed efficienza

Perdite di prevalenza

Perdite d'attrito nella girante

$$\frac{H_{li}''}{H_i} = \lambda \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2e + 2b}{e \cdot b} \right) \cdot l \cdot \frac{2 \cdot w_\infty \cdot g}{2 \cdot g \cdot u_2^2 \cdot \Psi_i} = \lambda \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2e + 2b}{e \cdot b} \right) \cdot l \cdot \left(\frac{w_\infty}{u_2} \right) \cdot \frac{1}{\Psi_i}$$

$$\text{con } b \cong \frac{b_1 + b_2}{2}, e \cong \frac{\frac{(D_2 - D_1)}{2} + D_1}{z} \cdot \pi \cdot \sin \beta_m$$

Il coefficiente di attrito dipende dal numero del Reynolds, $R_e = \frac{c \cdot D}{\nu}$, e dall'indice di rugosità superficiale in maniera variabile in funzione del tipo di moto (laminare, di transizione o turbolento). La figura 4.9 rappresenta la variazione di λ in funzione di Re e dello stato della superficie. Nelle turbomacchine idrauliche si usa riferire il numero del Reynolds al diametro esterno e alla velocità periferica (Pfleiderer C., Petermann H., 1985, pag. 187), otteniamo nel nostro caso:

$$R_e = \frac{u_2 \cdot D_2}{\nu} \cong 51000 \Rightarrow \lambda \approx 0.024$$

con $\nu = 46 \text{ cSt} = 0.000046 \text{ m}^2/\text{s}$, a $T^\circ = 40$, per Shell-Tellus 46 oil.

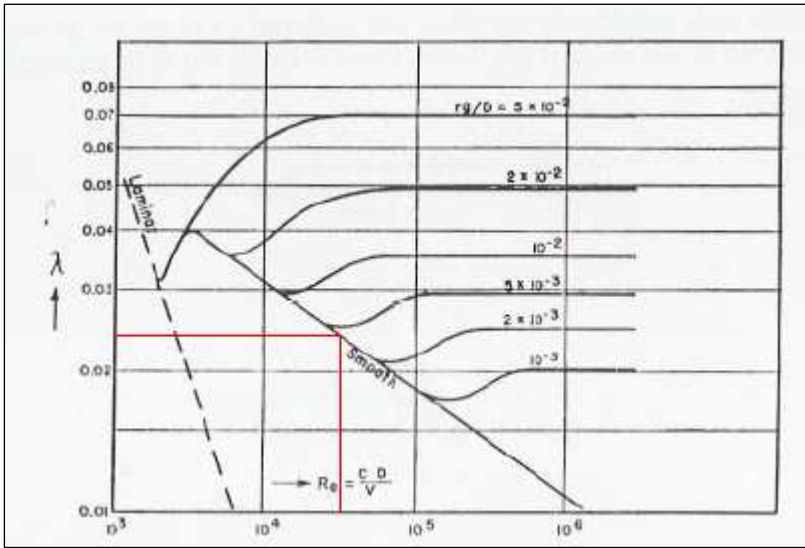


Figura 4.9

Essendo inoltre:

$$b \approx 0.022 \text{ m}; \quad e \approx 0.029 \text{ m} \Rightarrow$$

$$\frac{H''_{li}}{H_i} = 0.025 \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot 0.029 + 2 \cdot 0.022}{0.029 \cdot 0.022} \right) \cdot 0.06 \cdot \left(\frac{13.65}{19.2} \right) \cdot \frac{1}{0.267} = 0.159$$

Dobbiamo inoltre considerare le perdite al leading edge, secondo le indicazioni del paragrafo 3.2.3, risulta:

$$\frac{H'_{li}}{H_i} \cong 0.01.$$

Infine ricordando che risulta, $\frac{H'''_{li}}{H_i} = 0$, in quanto non abbiamo organi di diffusione, otteniamo per il

rendimento idraulico:

$$\frac{H'_{li}}{H_i} + \frac{H''_{li}}{H_i} + \frac{H'''_{li}}{H_i} = 1 - \eta_h \Rightarrow \eta_h = 1 - 0.159 - 0.01 = 0.831.$$

Assumendo le perdite volumetriche secondo le indicazioni del paragrafo 3.2.3, per giranti radiali aperte di piccole dimensioni ($\frac{s_c}{D_2} \cong \frac{1}{1000}$) e secondo le indicazioni della Figura 3.3 per $k_d = 0.1$,

risulta:

$$\eta_v = 1 - \frac{Q'_l}{Q_t} = 1 - 0.01 = 0.99$$

Considerando infine l'efficienza meccanica, η_m , pari al 98%, l'efficienza complessiva della girante secondo la relazione 3.25, risulta in definitiva pari a:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 0.831 \cdot 0.99 \cdot 0.98 \approx 0.81 .$$

A queste perdite vanno aggiunte quelle riscontrate nel canale di collegamento tra le giranti, prima dell'ingresso nel distributore della turbina. Essendo la sezione dello stesso assimilabile alla sezione dei crossover (gli organi di collegamento delle pompe centrifughe multistadio), determiniamo l'entità delle perdite in tale organo di collegamento con i dati in letteratura relativi. Occorre dire a questo proposito che il valore di tali perdite può essere contenuto in maniera significativa lavorando accuratamente le superfici di passaggio del flusso. Il valore di $\frac{H_{li}''''}{H_i}$ è generalmente compreso tra

0.01 e 0.02. Ipotizziamo che sia $\frac{H_{li}''''}{H_i} = 0.02$.

Abbiamo in definitiva il valore della prevalenza da utilizzare come dati di ingresso per il dimensionamento della girante motrice. Risulta:

$$H_t = H_i - H_{li}' - H_{li}'' - H_{li}'''' = 10.07 - 1.72 = 8.37 \text{ m}$$

e per Q in ingresso della girante operatrice:

$$Q_t \approx 0.0292.$$

4.4.2 Dimensionamento della girante motrice

Nel paragrafo 4.3 abbiamo definito un range di valori di appartenenza per il diametro esterno della girante motrice, sulla base dei valori limite del coefficiente di pressione generalmente attribuiti alle giranti idrauliche e sulla base di un grado di reazione G pari a 0.3, anch'esso generalmente utilizzato per valori del numero di giri caratteristico considerato. Poiché il nostro obiettivo è quello di realizzare una girante motrice di dimensioni contenute con un valore soddisfacente dell'efficienza, apportiamo alcune modifiche ai valori precedentemente utilizzati. In primo luogo è necessario considerare che i valori del coefficiente di pressione più elevati, che forniscono i valori più piccoli del diametro esterno della girante, corrispondono a valori dell'efficienza della girante più modesti, per cui non verranno presi in considerazione. Ad un grado di reazione minore corrisponde un diametro esterno minore per la girante. Inoltre ad una variazione del numero di giri della girante corrisponde una variazione sia del numero di giri caratteristico, in maniera direttamente proporzionale, sia del diametro esterno, in maniera inversamente proporzionale. Quindi una piccola variazione del numero di giri ha un duplice effetto migliorativo, rispetto al nostro obiettivo. Inoltre occorre osservare che una piccola variazione di n_t , ha un effetto minimo

sulle prestazioni complessive del nostro dispositivo, in quanto tale numero di giri è stato calcolato in relazione ad un elica di un determinato diametro, modificando successivamente quest'ultimo è possibile ottenere nuovamente un accoppiamento ottimale tra elica e dispositivo. Quest'ultima osservazione è giustificata anche dal fatto che, in generale, è necessario progettare un'elica ad hoc e non utilizzare un'elica di serie come quella utilizzata per le nostre calcolazioni.

Prendiamo $n_t=700$ rpm e determiniamo n_{qt} , con i dati relativi ad H e Q ottenuti in coda a 4.3.1, risulta:

$$n_{qt} = \frac{n_t \cdot \sqrt{Q}}{H_{it}^{3/4}} = \frac{700 \cdot \sqrt{0.029}}{(8.37)^{3/4}} \cong 24.2$$

per tale valore di n_q , scegliamo un grado di reazione $G=0.2$ e un coefficiente di pressione pari a $\psi_e = 5.5 \cdot (1 - G)$, valore massimo generalmente attribuito alle costruzioni di pregio (cioè ad alto rendimento) per turbine idrauliche. Ricordando che è $\psi_{et} = 2 \cdot \psi_t \Rightarrow \psi_{et} = 4.4 \Rightarrow \psi_t = 2.2$.

Da cui secondo la solita relazione:

$$k_{dt}^{1/2} = \frac{n_q}{178} \cdot \psi_{et}^{3/4} \Rightarrow k_{dt} \approx 0.170$$

e per velocità periferica e diametro esterno:

$$u_{2t} = \left(\frac{g \cdot H_{it}}{\psi_t} \right)^{1/2} = \left(\frac{9.8 \cdot 8.37}{2.2} \right)^{1/2} \approx 6,1 \text{ m/s}$$

$$D_{2t} = \frac{u_2 \cdot 60}{\pi \cdot n} \cong 0.166 \text{ m.}$$

Il valore di D_2 appena determinato soddisfa pienamente l'esigenza di un buon accoppiamento con il diametro esterno della girante operatrice, per questo i parametri sopra riportati saranno utilizzati nel proseguo della trattazione senza ulteriori modifiche.

Sino a questo punto i parametri, le dimensioni e le velocità relative alla turbina sono stati indicati con il pedice "t" per distinguerli dagli analoghi relativi alla girante operatrice e non generare confusione, nel seguito della trattazione per tale distinzione non verrà più effettuata non essendo più necessaria.

Occhio della girante (sezione di uscita)

Ripetendo le considerazioni già svolte nel determinare il diametro d'asse minimo in relazione alla resistenza strutturale della pompa, otteniamo ancora, per lo stesso materiale e quindi per la stessa

τ_{amm} :

$$D_s = \left(\frac{16 \cdot P_t'}{\pi \cdot \omega \cdot \tau_{amm}} \right)^{1/3}$$

con $\omega_t = \frac{n_t \cdot \pi}{120} = 18.3 \text{ m/s}$ e $P_t' = k_c \cdot P_t = 8 \text{ Kw}$.

Risulta:

$$D_s = \left(\frac{16 \cdot 8000}{\pi \cdot 18.3 \cdot 250 \cdot 10^6} \right)^{1/3} = 0.020 \text{ m}$$

Tuttavia occorre anche considerare che la linea d'asse deve essere collegata direttamente, oltre che alla turbina motrice, anche all'elica ed è quindi necessario calcolare il minimo valore del diametro in relazione alle norme ad essa associate. Sulla base delle formule proposte dai Regolamenti di Classifica, le formule relative al diametro della linea d'asse sono state uniformate in sede IACS, risultando:

$$D_s = 100 \cdot K \sqrt[3]{\left(\frac{P}{n}\right) \cdot \left(\frac{560}{Rm + 160}\right)} \quad [\text{mm}]$$

dove

$Rm = 400 \div 800 \text{ N/mm}^2$ (carico di rottura);

P è la potenza massima continuativa;

n , la velocità di rotazione corrispondente alla potenza P ;

K un coefficiente di correzione dei risultati generalmente compreso tra 1.15 e 1.26.

Risulta nel nostro caso:

$$D_s = 100 \cdot K \sqrt[3]{\left(\frac{2}{700}\right) \cdot \left(\frac{560}{500 + 160}\right)} = 16 \text{ mm}.$$

Il diametro ottenuto è inferiore a quello determinato in precedenza sulla base del momento motore torcente (utilizzando lo stesso materiale), anche in virtù dell'alto coefficiente di sicurezza sul carico utilizzato in precedenza.

Relazioni di riferimento:

$$\frac{c_{m0}}{u_2} = \frac{k_d}{\left(\frac{D_0}{D_2}\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2}\right) \cdot \frac{\pi}{4}} \quad (3.37)$$

$$\frac{D_o}{D_2} = \sqrt{\frac{k_d}{\left(\frac{c_{m0}}{u_2}\right) \cdot \left(1 - \frac{D_s^2}{D_o^2}\right) \cdot \frac{\pi}{4}}} \quad (3.38)$$

limiti di utilizzo dei parametri per macchine centrifughe

$$0.3 < D_s/D_o < 0.5$$

Nell'affrontare il proporzionamento ottimale per l'occhio della girante motrice prenderemo come output di riferimento un valore della componente assiale della velocità che sia il più vicino possibile al corrispondente valore di ingresso nella pompa, essendo necessario che nel collegamento tra le due sezioni non si presentino brusche variazioni della velocità della corrente, ne risulta auspicabile una lunga tubazione di collegamento tra i due organi. Resta sempre valida la necessità di ottenere valori dei diametri analoghi ($D_{0p} \rightarrow D_{0t}$, $D_{sp} \rightarrow D_{st}$) il più possibile vicini tra loro, indipendentemente dal valore dell'area d'occhio.

Per questo motivo imponiamo il valore di c_{m0} in 3.38 e costruiamo la solita tabella per la determinazione dei diametri di ottimo. Il valore di u_2 resta fissato dal punto precedente. Sarà:

$$c_{m0} = 4.5 \text{ m/s} \Rightarrow c_{m0}/u_2 = 0.74$$

$\frac{c_{m0}}{u_2} = 0.74 \Rightarrow c_{m0} = 4.5 \text{ m/s}$			
$\frac{D_s}{D_0}$	0.3	0.4	0.5
$\frac{D_0}{D_2}$	0.567	0.583	0.625
D_0 [m]	0.094	0.097	0.103
D_s [m]	0.028	0.039	0.041

Tabella 5'

Scegliamo la prima colonna della tabella 1', con caratteristiche dimensionali (D_0 e D_s) che meglio approssimano l'ingresso della girante operatrice. Il rapporto $D_0/D_s = 0.3$ è in ogni caso spesso volte utilizzato per macchine strettamente radiali.

Diametro esterno (sezione di ingresso).

Utilizziamo la solita relazione di interdipendenza tra c_{m2} e b_2 :

$$C_{m2} = \frac{Q_t}{D_2 \cdot \pi \cdot b_2} \cdot \frac{s_2}{s_2 - \tau}$$

Considerando che il termine $\frac{s_2}{s_2 - \tau}$ è in genere trascurato per l'ingresso in turbina, in quanto le pale sono affusolate e la tangente di β_2 ha valore elevato, possiamo scrivere:

per $c_{m2} = 4 \text{ m/s}$ e quindi $c_{m2}/u_2 = 0.655 \Rightarrow$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{k_d}{\pi \cdot \frac{c_{m2}}{u_2}} = 0.0826 ; b_2 = 0.0137 \text{ m};$$

risistemiamo i risultati in maniera iterativa e otteniamo:

$$b_2 = 0.014 \text{ m}; c_{m2}/u_2 = 0.641 \Rightarrow c_{m2} = 3.92 \text{ m/s}$$

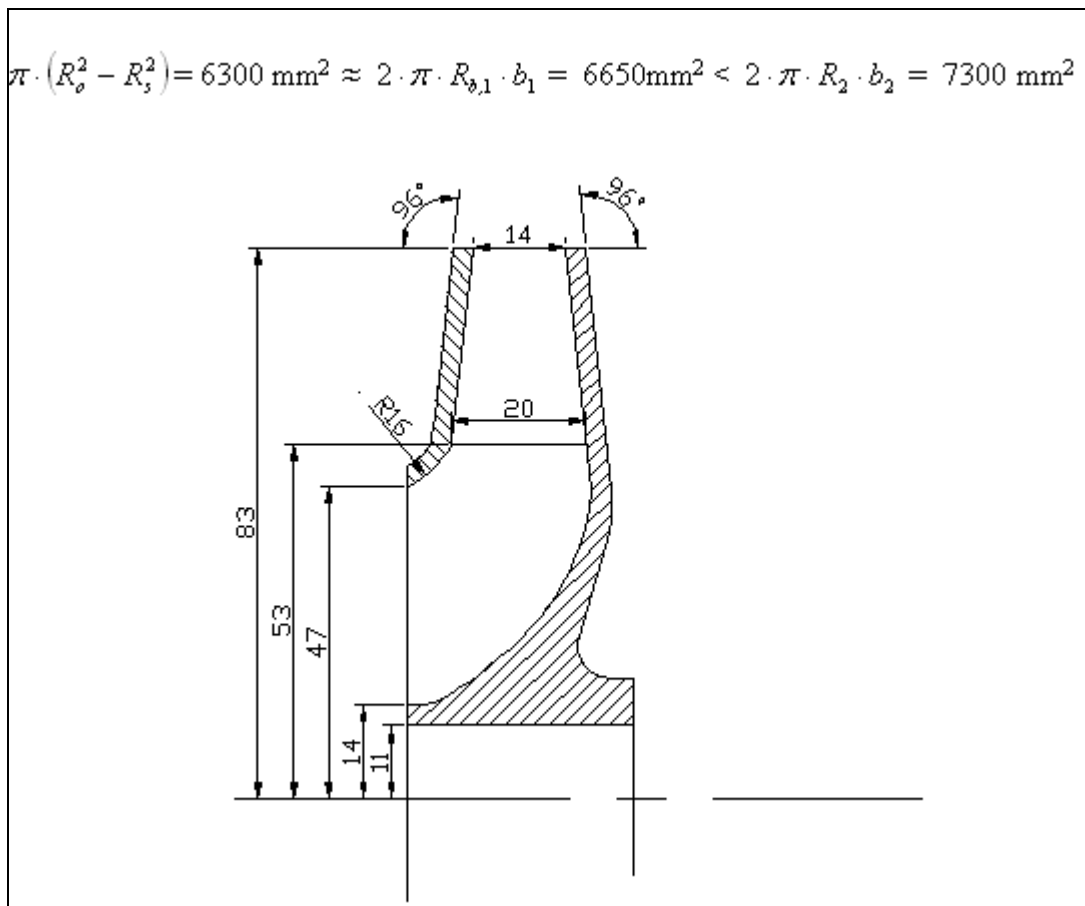


Figura 4.10. Profilo della girante motrice con relative dimensioni caratteristiche espresse in mm.

Uscita dalle pale e triangoli delle velocità.

In questo caso essendo la macchina strettamente radiale, il bordo di uscita delle pale è parallelo all'asse di rotazione, lo stesso avviene per il bordo di ingresso, per cui le pale non devono essere svergolate e risultano nel complesso a singola curvatura. Inoltre possono essere tracciate molto semplicemente ad arco di cerchio, con l'unica accortezza nel tracciamento di ottenere deviazioni il più possibile uniformi lungo tutto lo sviluppo paleare. Risulta:

$$u_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot D_1}{60} = \pi \cdot 11.66 \cdot 0.106 = 3.9 \text{ m/s}$$

valutazione di c_{m1} considerando la riduzione di sezione dovuta allo spessore delle pale :

$$C_{m1} = \frac{Q_t}{D_{1m} \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} \quad (3.39)$$

Dove

$$s_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{z} \quad ; \quad \tau = \frac{t}{\tan \beta_1}$$

Assumiamo uno spessore delle pale t pari al 2% del diametro esterno della girante. Ipotizziamo un angolo β_1 per la valutazione di τ , al termine del tracciamento dei triangoli delle velocità, applichiamo un procedimento iterativo per la convergenza dei risultati. Risulta:

$$t \approx 3 \text{ mm}; \quad \tau \approx 2.5 \text{ mm}; \quad z = 8; \quad s_1 = 0.0416 \text{ m}; \quad \frac{s_1}{s_1 - \tau} = 1.06$$

e quindi

$$C_{m1} = \frac{Q_t}{D_1 \cdot \pi \cdot b_1} \cdot \frac{s_1}{s_1 - \tau} = 4.6 \text{ m/s}$$

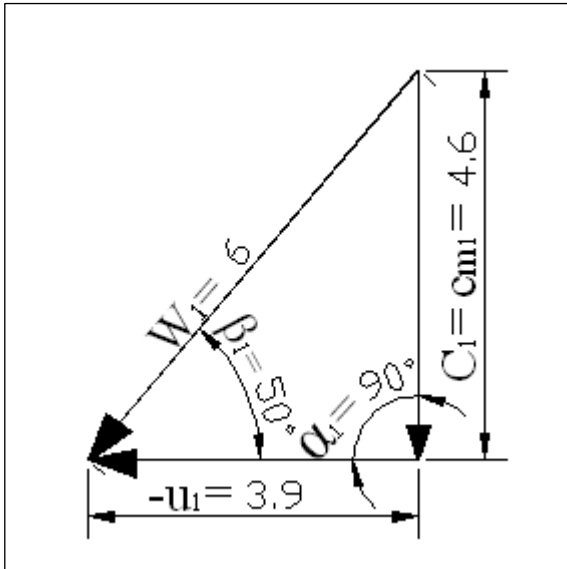


Figura 4.11. Triangoli delle velocità in uscita di turbina.

Triangoli delle velocità in ingresso e forma delle pale.

Anche in ingresso il tracciamento dei triangoli delle velocità è immediato, essendo già determinate la c_{m2} e la u_2 in relazione alle dimensioni trasversali della macchina e la c_{u2} sulla base dell'attribuzione del coefficiente di pressione; risulta essere infatti:

$$\psi = \frac{c_{u2}}{u_2} = 2.2 \Rightarrow c_{u2} = 2.2 \cdot 6.1 = 13.42 \text{ m/s}.$$

L'angolo β_2 risulterà maggiore di 90° in accordo con la scelta di adottare un coefficiente di pressione relativamente alto e la necessità di contenere la velocità di rotazione e il diametro esterno, e quindi u_2 .

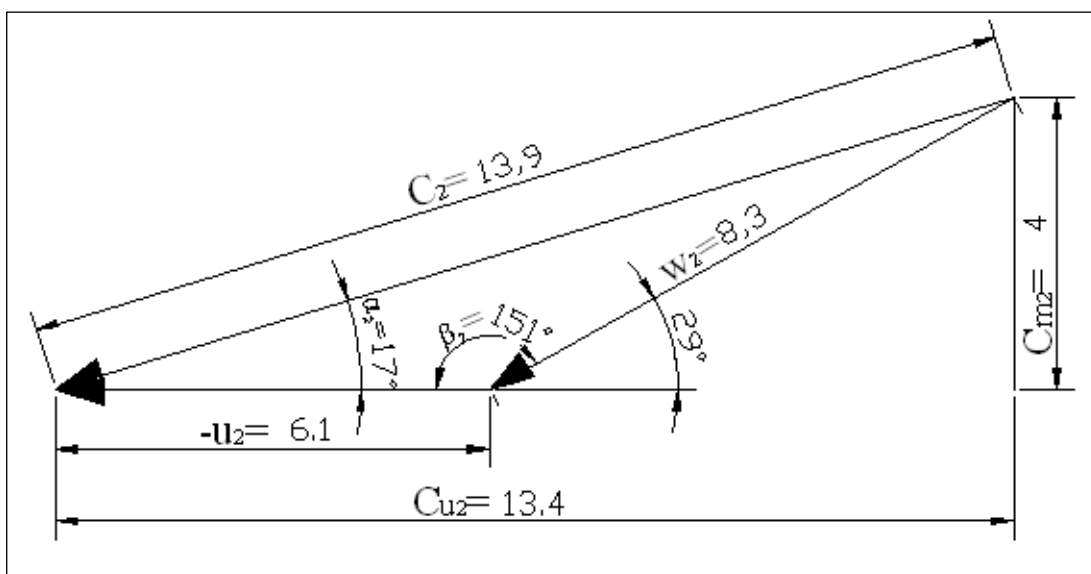


Figura 4.12. Tracciamento dei triangoli delle velocità in uscita. Tutte le velocità sono espresse in m/s.

4.4.3 Pale statoriche

Analogamente a quanto avviene nei condotti di ritorno delle macchine radiali multistadio e con riferimento all'analisi, più generale, del flusso nei condotti statorici è possibile, per l'elemento di collegamento tra pompa e turbina applicare la teoria del vortice libero per la determinazione della velocità all'ingresso delle pale di distribuzione del flusso nella girante di turbina (Pfleiderer C., Petermann H. ,1985, pag.330). In particolare prendendo in considerazione anche l'influenza delle forze di attrito è possibile scrivere:

$$\frac{1}{r_{30} \cdot c_{u30}} - \frac{1}{r_{2p} \cdot c_{u2p}} = + \frac{\pi \cdot \lambda}{2 \cdot Q} (r_{30} - r_{2p}) \quad (4.10)$$

ovvero, introducendo l'angolo di inclinazione della linea di flusso e la larghezza della sezione in considerazione:

$$b_{30} \cdot \tan \alpha_{30} - b_{2p} \tan \alpha_{2p} = + \frac{\lambda}{4} \cdot (r_{30} - r_{2p}) \quad (4.10')$$

Dove il pedice "2p" si riferisce all'ingresso dei condotti statorici all'uscita della girante operatrice, il pedice "30" alla sezione di ingresso del distributore di turbina, infine, nel seguito si indicherà con il pedice "31" la sezione di uscita del distributore di turbina. Il coefficiente λ è l'indice di resistenza che tiene conto dell'attrito e di altre perdite e vale circa 0.04. Ovviamente con $\lambda = 0$ abbiamo l'equazione del vortice libero e la velocità tangenziale è inversamente proporzionale al raggio della sezione in cui viene calcolato:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r_{30} \cdot c_{u30}} - \frac{1}{0.060 \cdot 5.1} &= +2.16(r_{30} - 0.06) \Rightarrow \\ 2.16 \cdot 0.108 + 3.14 - \frac{1}{0.108 \cdot c_{u30}} &= 0 \Rightarrow \end{aligned}$$

$$c_{u30} \approx 2.8 \text{ m/s} .$$

La determinazione dei triangoli delle velocità per le sezioni di ingresso e uscita delle pale statoriche, nonché il disegno delle pale stesse è vincolato alla disposizione e al proporzionamento dei condotti di collegamento tra le giranti e può essere ottenuto lavorando parallelamente su entrambi. Sono

tuttavia da rispettare determinati vincoli tipici della progettazione relativi alle macchine motrici radiali

- In primo luogo il numero delle pale del distributore deve essere diverso dal numero di pale della girante, in particolare si sceglie un numero di pale per il distributore superiore a quello della girante, entrambi comunque scelte tra i numeri pari. Nel nostro caso essendo $z_g=8$, il numero di pale della girante, possiamo assumere $z_d=10$, come numero di pale per il distributore.
- per pale del distributore e della girante strettamente radiali, le dimensioni in senso radiale del distributore si pongono generalmente pari a $0.3 \div 0.4$ volte il diametro esterno della girante in relazione anche alla taglia della stessa. Noi assumeremo $L_d \approx 0.3 \cdot D_2$ lavorando con una macchina di piccola taglia, dove L_d è la dimensione del distributore nella direzione di moto del flusso. Lo sviluppo radiale sarà ovviamente determinato dall'angolo di inclinazione dei condotti.
- Tra le pale del distributore e le pale della girante deve essere rispettata una distanza minima pari a circa $1.07 \cdot D_2$, secondo le indicazioni già date nel capitolo 3 per le macchine operatrici, per evitare l'insorgere di vibrazioni, rumorosità, etc.

La componente meridiale della velocità è determinata in ingresso e uscita del distributore dall'area delle sezioni di passaggio secondo le indicazioni della figura 4. 14 . La velocità assoluta di uscita dal distributore c_{31} deve essere uguale alla velocità assoluta di ingresso alle pale della girante

Risulta:

$$c_{u30} \approx 2.8 \text{ m/s} .$$

$$C_{m0} = \frac{Q_t}{D_0 \cdot \pi \cdot b_0} \cdot \frac{s_0}{s_0 - \tau} = \frac{0.029}{0.216 \cdot \pi \cdot 0.0138} \cdot 1.08 \approx 3.3 \text{ m/s}$$

Verifichiamo per l'uscita dal distributore che le sezioni scelte siano congruenti con le velocità ipotizzate, considerando trascurabile, così come fatto per l'ingresso della girante, lo spessore occupato dalle pale:

$$C_{m01} = \frac{Q_t}{D_{01} \cdot \pi \cdot b_{01}} \cdot \frac{s_{01}}{s_{01} - \tau} = \frac{0.029}{0.170 \cdot \pi \cdot 0.0138} \approx 3.9 \text{ m/s}$$

La componente tangenziale della velocità in uscita dal distributore, c_{u31} , necessaria a determinare l'angolo α_{31} è imposto dalla condizione di ingresso alla girante.

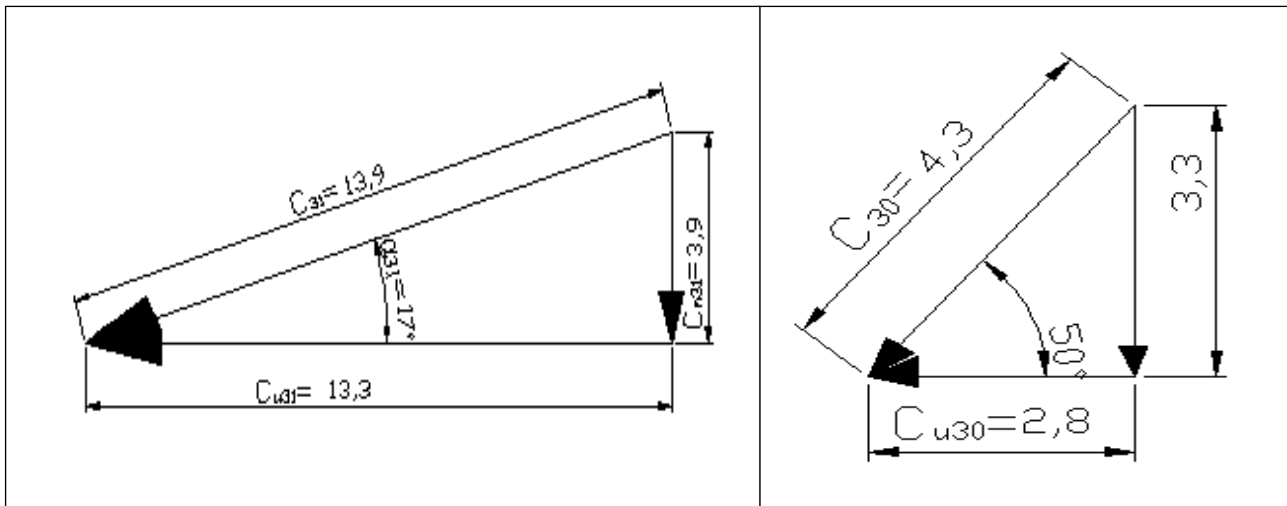


Figura 4.13. A sinistra sono rappresentati i triangoli delle velocità in uscita di statore, a destra triangoli in ingresso. tutte le velocità sono espresse in m/s.

Determinazione delle perdite ed efficienza.

Perdite di prevalenza

Perdite d'attrito nella girante

$$\frac{H_{li}''}{H_i} = \lambda \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2e + 2b}{e \cdot b} \right) \cdot l \cdot \frac{2 \cdot w_\infty \cdot g}{2 \cdot g \cdot u_2^2 \cdot \Psi_i} = \lambda \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2e + 2b}{e \cdot b} \right) \cdot l \cdot \left(\frac{w_\infty}{u_2} \right) \cdot \frac{1}{\Psi_i}$$

sono sempre valide le relazioni:

$$b \cong \frac{b_1 + b_2}{2}, \quad e \cong \frac{(D_2 - D_1)}{2} + D_1 \cdot \pi \cdot \sin \beta_m, \quad w_\infty = \frac{w_1 + w_2}{2}$$

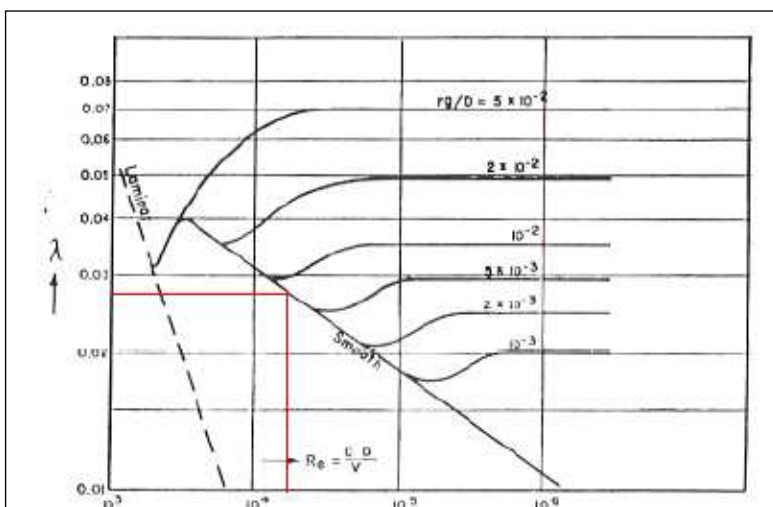


Figura 4.14

$$Re = \frac{u_2 \cdot D_2}{\nu} \cong 22000 \Rightarrow \lambda \approx 0.028$$

$$\text{con } \nu = 46 \text{ cSt} = 0.000046 \text{ m}^2/\text{s}$$

a $T^\circ = 40$, per Shell-Tellus 46 oil.

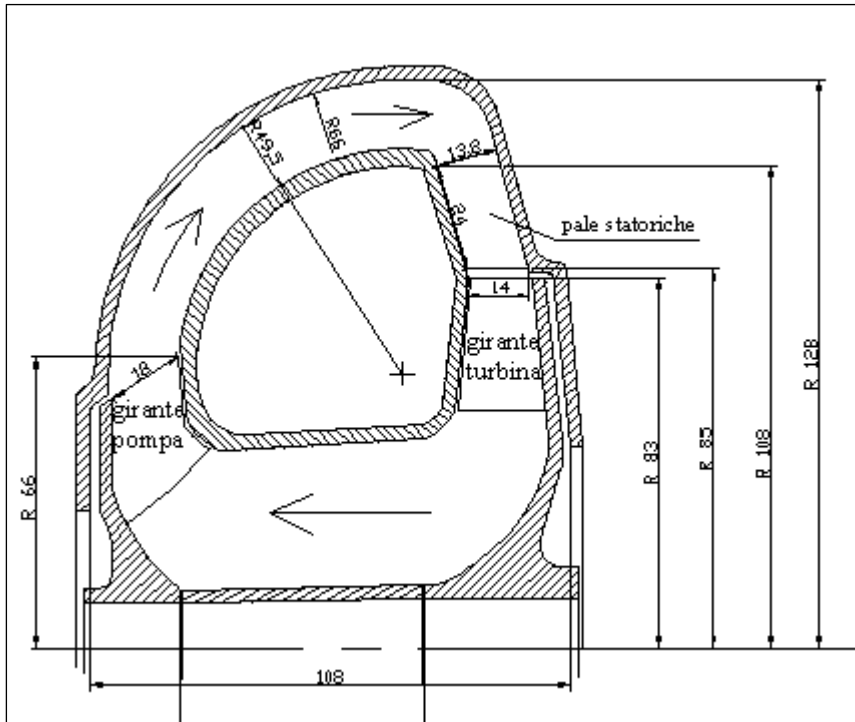


Figura 4.15

Essendo inoltre:

$$b \approx 0.017 \text{ m}; \quad e \approx 0.043 \text{ m}; \quad w_{\infty} = 7.15 \text{ m/s}$$

in questo caso la determinazione della lunghezza delle pale è determinata più semplicemente facendo riferimento al disegno 3D delle stesse, risulta $l = 0.46 \Rightarrow$

$$\frac{H''_{li}}{H_i} = 0.028 \cdot \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{2 \cdot 0.043 + 2 \cdot 0.017}{0.043 \cdot 0.017} \right) \cdot 0.046 \cdot \left(\frac{7.15}{6.1} \right) \cdot \frac{1}{2.2} = 0.028$$

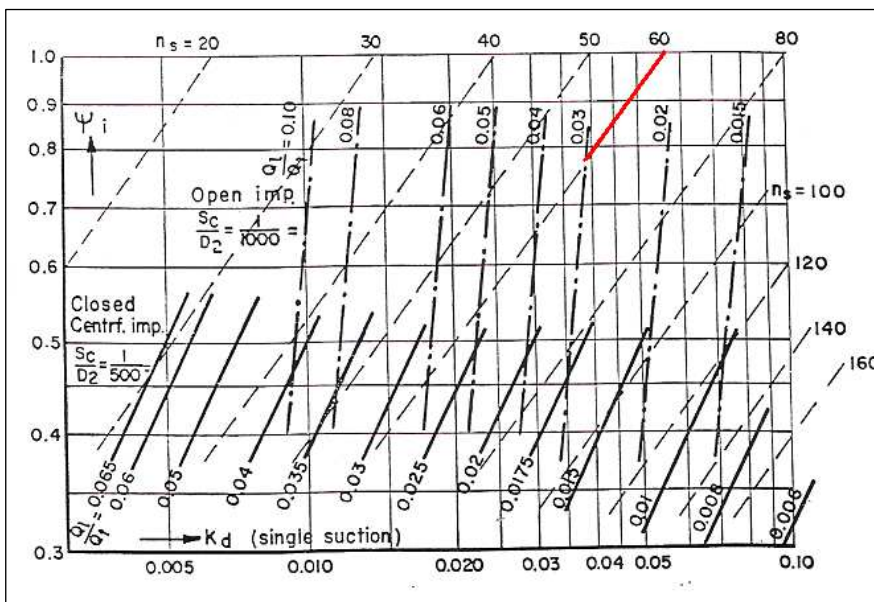


Figura 4.16. Andamento delle perdite volumetriche in funzione dei valori di K_d , n_s , ψ .

Possiamo sempre assumere, $\frac{H''_{li}}{H_i} = 0.01$, per le perdite da shock all'ingresso della girante. Infine per

$\frac{H'''_{li}}{H_i}$, ovvero per le perdite di prevalenza nello statore palettato è possibile dedurre un valore pari a

quello calcolato per la palettatura girante, essendo questa assunzione generalmente assunta per macchine con numero di giri caratteristico compreso tra $n_q=20$ e $n_q=40$. L'andamento del coefficiente di perdita k_1 riportato in figura 3.2 conferma questa assunzione. Risulta infine:

$$\frac{H'_{li}}{H_i} + \frac{H''_{li}}{H_i} + \frac{H'''_{li}}{H_i} = 1 - \eta_h \Rightarrow \eta_h = 1 - 0.028 - 0.028 - 0.01 = 0.93$$

Assumendo le perdite volumetriche secondo le indicazioni del paragrafo 3.2.3, per giranti radiali aperte di piccole dimensioni ($\frac{s_c}{D_2} \cong \frac{1}{1000}$) e secondo le indicazioni della figura 3.3 per

$n_s = n_q / 0.41 \approx 60$, risulta:

$$\eta_v = 1 - \frac{Q'_l}{Q_t} = 1 - 0.03 = 0.97$$

Considerando infine l'efficienza meccanica, η_m , pari al 98%, l'efficienza complessiva della girante secondo la relazione 3.25, risulta in definitiva pari a:

$$\eta_{tt} = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m = 0.93 \cdot 0.97 \cdot 0.98 \approx 0.88.$$

In definitiva il rendimento complessivo del circuito fluidodinamico composto da girante motrice, girante operatrice, pale statoriche e organi di collegamento risulta pari a:

$$\eta_{com} = \eta_{tt} \cdot \eta_{tp} \cdot \eta_{oc} = 0.88 \cdot 0.81 \cdot 0.98 \approx 0.7.$$

Il rapporto τ_n di riduzione delle velocità realizzato è pari a 4.28 e il rapporto tra i numeri di giri caratteristici delle giranti, τ_{nq} , è pari a circa 3.7.

4.5 Considerazioni sulle prestazione off-design

Nell'analizzare il comportamento fluidodinamico di una macchina operatrice a flusso incompressibile è stata sottolineata l'importanza che rivestono le leggi di similitudine nella progettazione di una macchina idraulica in quanto permettono di utilizzare i risultati sperimentali e i modelli di macchine già realizzate, al fine di predire le caratteristiche di prototipi di differente taglia e velocità. È possibile altresì utilizzare i risultati di tale teoria, all'interno dei limiti di validità della stessa, per definire le prestazioni di una macchina allorché vengono cambiate le condizioni operative. In particolare, se per una variazione del numero di giri n (da n_1 a n_2) una pompa si trova

in analoghe condizioni di funzionamento, in modo da poter ritenere non molto dissimili i triangoli delle velocità e quindi all'incirca costante il valore del rendimento, per la pompa valgono le seguenti relazioni che costituiscono l'espressione analitica delle leggi di affinità:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{P_{u1}}{P_{u2}} = \frac{n_1^3}{n_2^3}.$$

La necessità di considerare circa costante il valore del rendimento limita il campo di applicabilità delle leggi di affinità in generale a variazioni del numero di giri non superiori a $\pm 10\%$. In realtà la condizione di similitudine dinamica è controllata dalla variazione del numero del Reynolds alle diverse condizioni operative della macchina. Al variare del numero del Reynolds, varierà il “peso” delle forze viscosse rispetto a quello delle forze di inerzia. In generale è possibile affermare che il peso delle forze viscosse sarà perfettamente trascurabile per regimi di moti turbolenti completamente sviluppati, ovvero per alti valori del numero del Reynolds. Passando da regimi turbolenti a regimi transitori o laminari l'influenza del numero del Reynolds sul rendimento risulta sempre più accentuata. Le stesse considerazioni possono chiaramente essere estese alla turbina.

In ogni caso, studi condotti su particolari convertitori di coppia idrodinamici con l'ausilio di tecniche CFD hanno dimostrato che per variazioni più ampie del numero di giri dell'albero motore, rispetto al numero di giri di progetto, le perdite per urto all'ingresso della girante e le perdite per separazione del flusso dalle pareti incidono in maniera considerevolmente maggiore rispetto alle perdite per attrito nelle giranti. Inoltre alle alte velocità occorre considerare l'insorgere di possibili fenomeni cavitazionali.

Un miglioramento significativo delle prestazioni in relazione alla variazione del numero di giri dell'albero motore è stato ottenuto utilizzando pale a calettamento variabile per le giranti.

La tabella seguente è stata ottenuta considerando costante il valore del rendimento per una variazione del numero di giri dell'asse della pompa pari a $\pm 10\%$, e mette in evidenza il valore della potenza all'albero di uscita e la coppia sviluppata per tali valori della velocità di rotazione.

n_p	[rpm]	Q	[m ³ /s]	H _e	[m]	P _u	[Kw]	n_t	[Rpm]	C _t	[Nm]
2700		0.026		8.1		1.46		630		22.1	
3000		0.029		10		2		700		27.3	
3300		0.032		13.3		2.66		770		33	

Tabella 5.

4.6 Modello di disegno cad 3D

Al fine di verificare la fattibilità di un circuito fluidodinamico così come definito nei paragrafi precedenti, e quindi di definire una possibile configurazione per il propulsore, è stato realizzato un modello di disegno cad 3D. Per esso si è scelto di rappresentare schematicamente il motore elettrico che aziona l'asse della pompa, per il quale sono state scelte dimensioni relative ai modelli in commercio con parametri di funzionamento adatti all'accoppiamento. È altresì evidente che una configurazione più compatta può essere ottenuta realizzando una soluzione a corpo unico con la girante operatrice (così come viene realizzata per alcuni modelli di pompe centrifughe). La realizzazione di un unico albero per l'asse di azionamento del propulsore (motore elettrico-pompa)

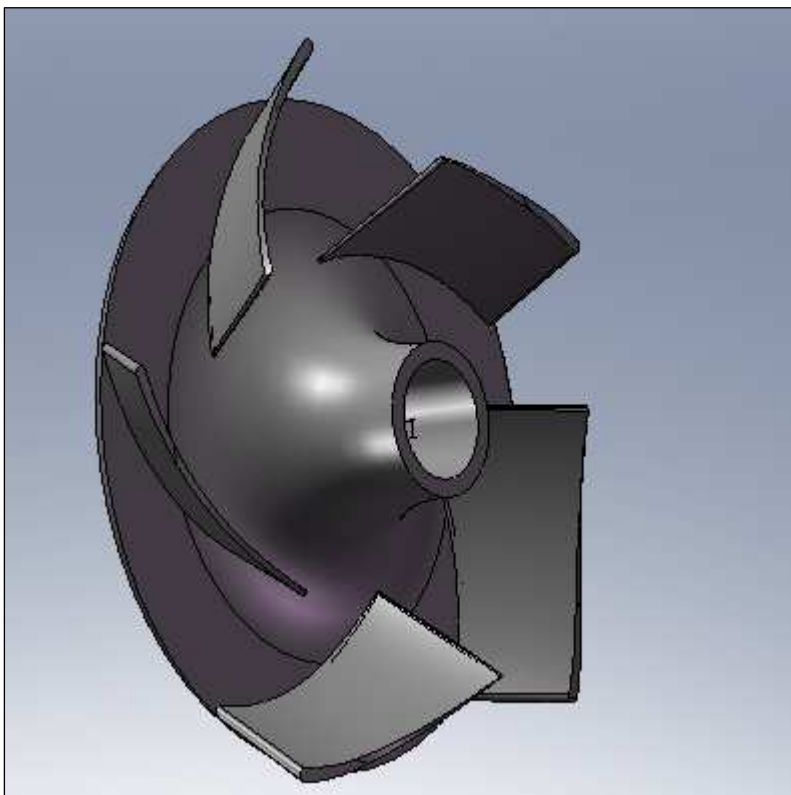
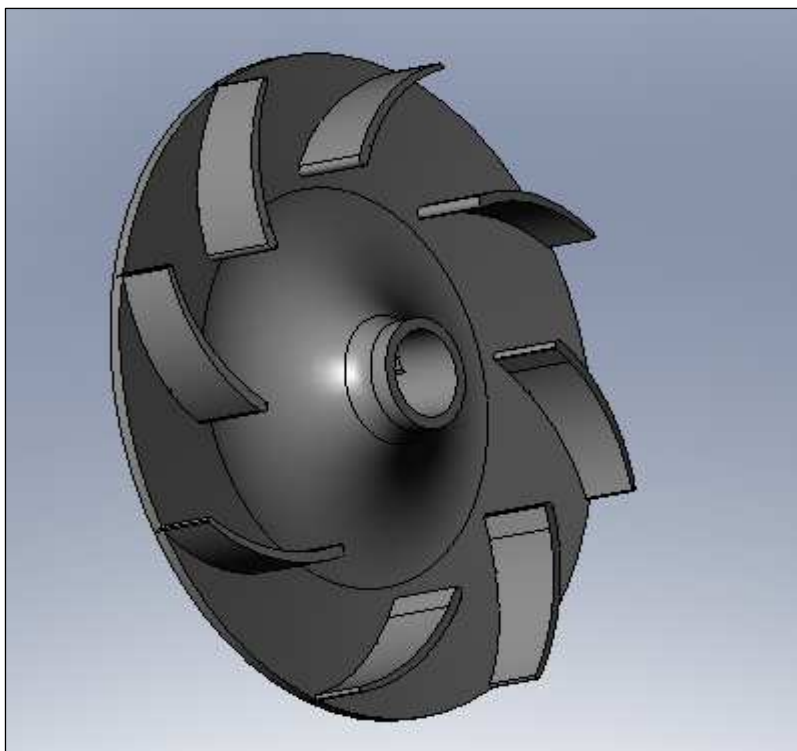


Figura 4.17 Girante operatrice.

permette infatti di eliminare una coppia di cuscinetti e il giunto flessibile, e quindi di ridurre le dimensioni trasversali.

Nella realizzazione del modello 3D sono state analizzate, per esempio, le problematiche relative al fissaggio dell'anello interno e delle pale statoriche. È stato scelto di realizzare il case esterno in due pezzi secondo un piano di divisione ortogonale all'asse di rotazione delle giranti (Figura 4.19), e di fissare ad esso le pale statoriche tramite un disco anulare realizzato sulla superficie esterna delle stesse.

Si è scelto inoltre di realizzare un tubicino di raccordo, tra la bocca di introduzione della pompa e la bocca di scarico della turbina, ancorato con delle apposite alette all'anello interno. Tali alette (in numero di tre) costituiscono una piccola perdita in quanto diminuiscono l'area della sezione di passaggio del flusso. La scelta di realizzare giranti con flusso assiale all'occhio (ingresso per la pompa, uscita per la turbina) in ogni caso limita l'entità di tali perdite. In alternativa sarebbe stato possibile prolungare il mozzo delle giranti ed eliminare tale raccordo, ma in tal modo sarebbe aumentato il volume degli elementi in rotazione. Anche la scelta delle tenute meccaniche è stata realizzata sulla base degli elementi generalmente utilizzati per le macchine idrauliche di dimensioni



4.18. Girante motrice.

analoghe, tuttavia anche in questo caso è possibile modificare la scelta in funzione delle condizioni di esercizio. Al fine di evitare la rotazione (rispetto all'asse di turbina) dell'anello interno, e quindi delle pale statoriche, lo stesso è stato tagliato (Figura 4.19, Figura 4.20) ad una estremità dell'anello di supporto e sul case esterno (lato turbina) è stata realizzata un'opportuna superficie (maschio) per il riferimento.

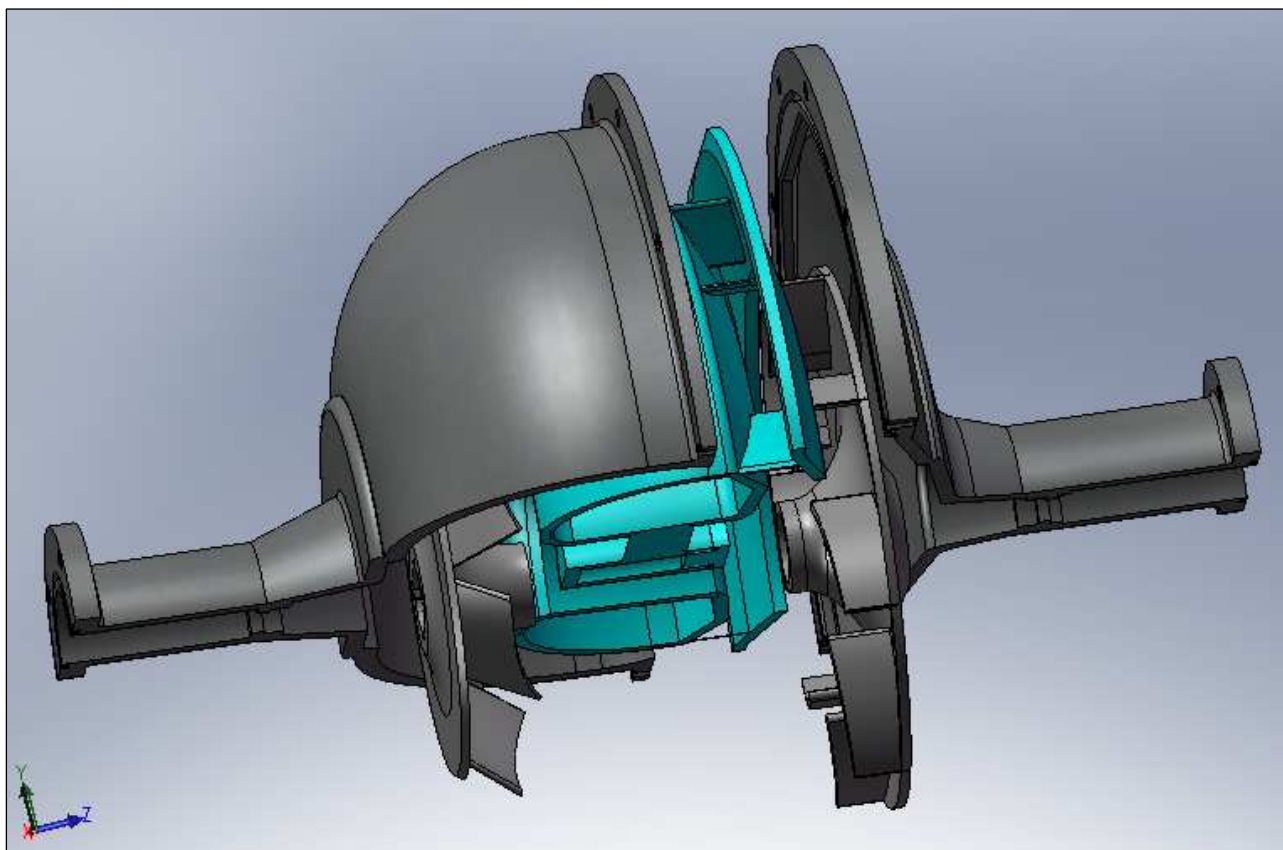


Figura 4.19. Vista esplosa dei principali elementi di cui il circuito fluidodinamico è composto. Da sinistra: case lato pompa, girante operatrice, anello interno con pale statoriche e disco di fissaggio, girante motrice, case lato turbina. In figura gli elementi case lato pompa, anello interno (celeste) e case lato turbina sono sezionati secondo un piano diametrale per meglio rappresentare l'assemblaggio.

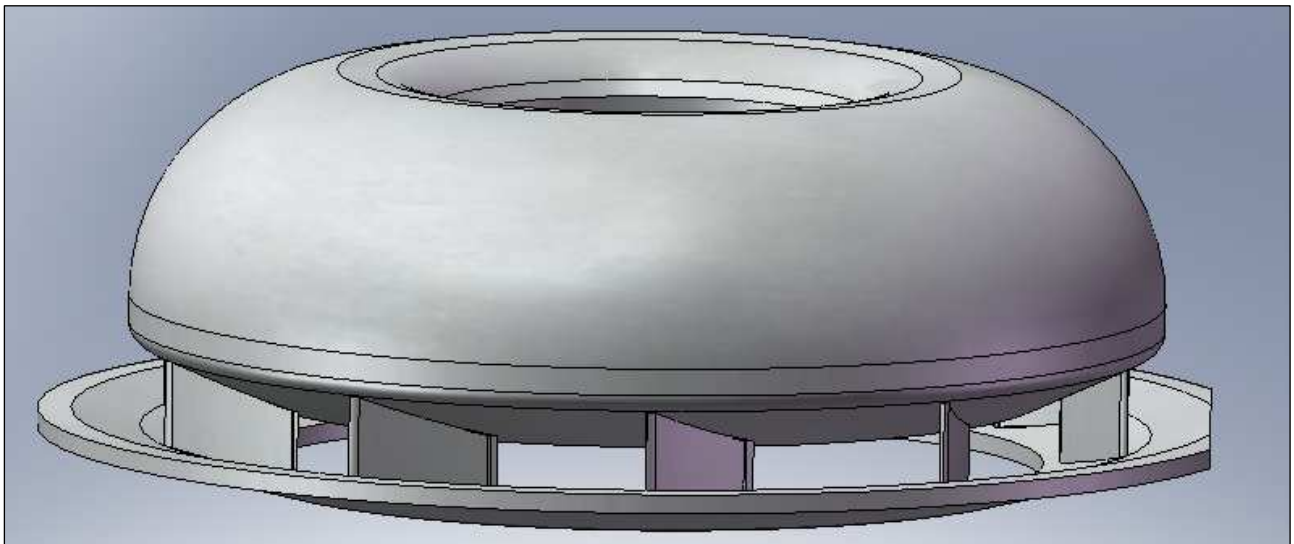


Figura 4.20. Vista dall'alto dell'anello interno con pale statoriche e disco di fissaggio.

Per determinare il peso del propulsore in oggetto è stato scelto un materiale con il quale realizzare gli elementi caratteristici dello stesso. La scelta è ricaduta su una lega di alluminio da fusione ad alta resistenza meccanica (denominazione ANSI 201T6) opportunamente trattata (per esempio tramite verniciatura) per resistere alla corrosione. Il peso complessivo (motore elettrico e elica escluse) è risultato pari a circa 4.5 Kg. A questo proposito è opportuno osservare che il materiale da utilizzare e gli spessori da assegnare ai principali elementi in progetto siano fattori strettamente connessi alla profondità di esercizio del veicolo.

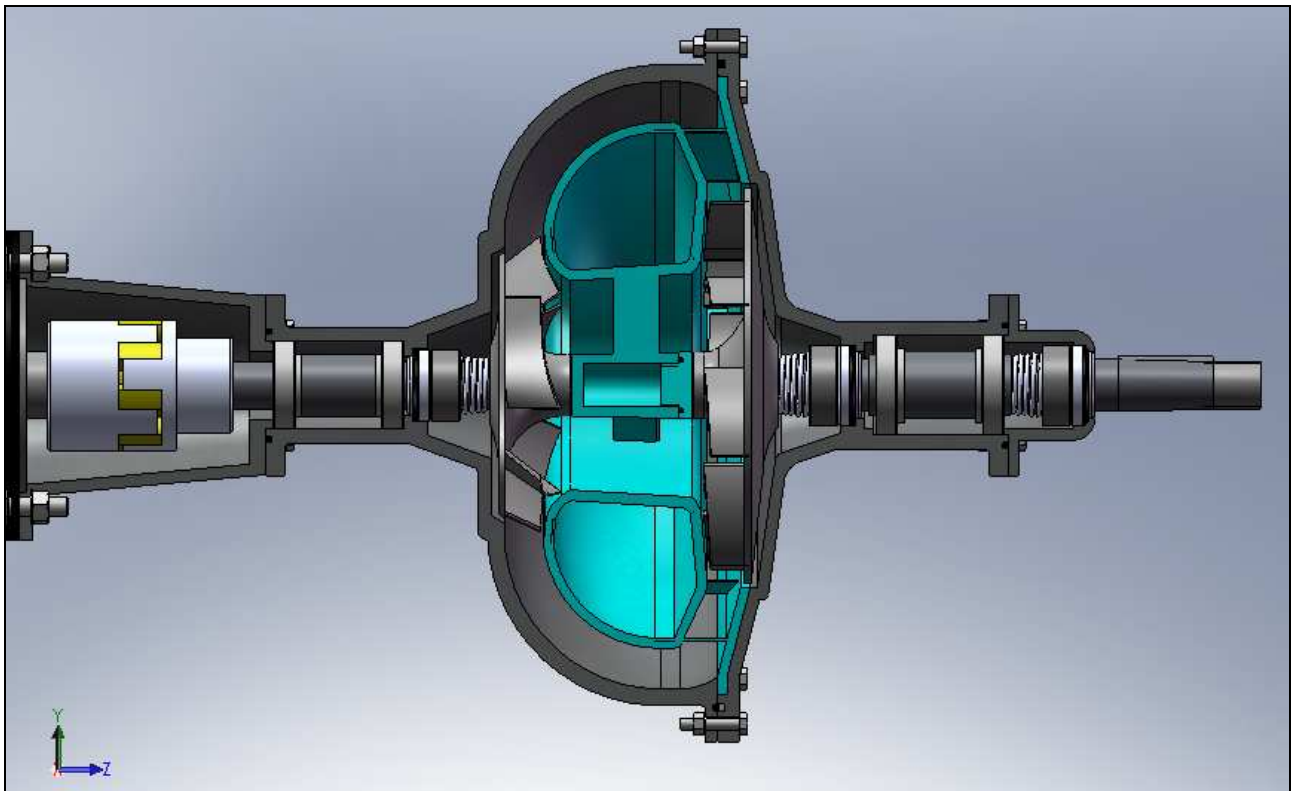


Figura 4.21. Vista anteriore di assemblaggio. Gli elementi (da sinistra): lanterna, case lato pompa, anello interno(celeste), case lato turbina e premitenuta sono sezionati secondo un piano diametrale.



Figura 4. 21. Vista posteriore assemblata del propulsore

Capitolo 5

Conclusioni

Lo studio condotto sui veicoli subacquei e sulle tecnologie per essi sviluppate a permesso di definire alcune delle peculiarità relative a tale ambito. In particolare è stato detto, in relazione alla propulsione di tali veicoli, come le problematiche ad essa connesse siano tante e le soluzioni proposte per le stesse non sempre sufficienti. È stata, per esempio, sottolineata all'interno della trattazione riguardante i veicoli autonomi, l'importanza che per essi ha il prolungamento del tempo di missione ed uno dei mezzi per incrementare tale permanenza è sicuramente quello di incrementare le prestazioni dei moduli di propulsione. E altresì evidente che un miglioramento delle prestazioni, in termini di rendimento, è auspicabile anche per un veicolo azionato a distanza per il quale sono stati realizzati modelli di taglia e peso considerevoli, modelli che richiedono quindi enormi quantità di energie. La tendenza attuale è in ogni caso, in relazione alla propulsione, quella di utilizzare ove possibile i moduli di propulsione elettrica, poiché gli stessi sembrano garantire le migliori prestazioni. Per questo la maggior parte degli sforzi in campo scientifico sono rivolti alla implementazione delle prestazioni di tali propulsori. L'alternativa proposta, di realizzare un propulsore fluidodinamico alimentato da un motore elettrico con prestazioni superiori rispetto a quelli attualmente adoperati ben si colloca all'interno di questa tendenza. Per confrontare in maniera diretta tali prestazioni con quelle relative ad un propulsore in commercio è stato ipotizzato un valore dell'efficienza per il motore elettrico pari a 0.78 e un valore di 0.8 per l'efficienza dell'elica (valore in linea con i risultati sperimentali ottenuti per eliche progettate ad hoc per veicoli subacquei). Il risultato è quello di ottenere un modulo di propulsione con rendimento complessivo pari a circa 0.44. A questo proposito vanno però fatte delle precisazioni. In particolare, è da osservare come, una delle difficoltà riscontrate nel tentare di migliorare le prestazioni dei propulsori subacquei è dettata dall'impossibilità di separare le perdite ad esso associate. Questo rende necessario l'esecuzione di numerosi test, per esempio, solo per garantire un perfetto accoppiamento tra elica e motore. Oppure, come è già stato sottolineato, diventa una scelta importante quella degli anelli di tenuta, per i quali generalmente le perdite sono molto contenute. Anche per essi è spesso necessaria l'esecuzione di prove in vasca. In generale, l'efficienza del motore elettrico viene considerata nel suo complesso, comprendente quindi anche le perdite relative al riduttore di giri che è considerato un elemento ineliminabile.

Nello studio effettuato, non essendo stato possibile effettuare prove, si è tenuto conto di un possibile surriscaldamento dovuto ai fenomeni di attrito all'interno del fluido di lavoro, utilizzando, per

esempio, un coefficiente di viscosità cinematica, per l'olio considerato, relativo ad una temperatura di esercizio pari a 40°C. In ogni caso, la scelta del fluido di lavoro è uno degli aspetti sui quali è possibile agire per migliorare ulteriormente le prestazioni del propulsore proposto. Un'ulteriore aspetto da considerare è sicuramente quello legato al peso e alle dimensioni e al contenimento di entrambi. Per questo all'interno dell'alternativa proposta si è scelto di indicare come materiale per la realizzazione del propulsore una lega di alluminio ad alta resistenza, opportunamente trattata (per esempio tramite verniciatura) per resistere alla corrosione. Inoltre si è indicata come alternativa, rispetto a quella realizzata in disegno, la realizzazione in un unico corpo del motore elettrico di azionamento. In ogni caso l'aspetto riguardante il peso e il contenimento dello stesso per un qualunque modulo subacqueo è un aspetto complesso, in quanto riguarda per esempio la profondità di esercizio dello stesso. Allo stesso tempo occorre osservare, come tra l'altro fanno tutti i costruttori di moduli di propulsione subacquea, che un corpo immerso in acqua ha un peso minore meno che immerso nell'aria, per cui l'influenza di un aumento dello stesso risulta mitigata da questo aspetto.

Infine, va sottolineato, come il miglioramento delle prestazioni in termini di efficienza non sia l'unico aspetto per il quale il propulsore in studio può dare esiti soddisfacenti. L'impatto che un veicolo subacqueo di grosse dimensioni può avere sullo stesso ambiente marino è, infatti, uno degli argomenti dibattuti proprio in relazione all'enorme sviluppo che questa tecnologia sta ottenendo. Si è già accennato alle possibili vibrazioni e alla rumorosità associata all'utilizzo di un riduttore di giri di tipo epicicloidale quando le condizioni di lubrificazione non risultano corrette e lo smaltimento del calore non è adeguato, e come questo sia uno degli aspetti più critici per i propulsori elettrici ad oggi adoperati. L'utilizzazione di un circuito oleodinamico, può in relazione a questi aspetti dare risultati apprezzabili.

Appendici

Appendice A : caratteristiche chimico-fisiche degli olii Shell Tellus

Shell Tellus Oils

Oli idraulici ad elevate prestazioni



Gli Shell Tellus Oils sono oli idraulici ottenuti da basi minerali raffinate al solvente particolarmente selezionate con l'aggiunta di additivi antiusura, anticorrosione e antiruggine di elevata qualità.

Gli Shell Tellus Oils assicurano elevate prestazioni in sistemi idraulici e di trasmissione della potenza operanti anche in presenza di contaminanti quali acqua e sostanze alcaline quali quelle presenti nei fluidi a base acquosa.

Caratteristiche chimico-fisiche tipiche (*)

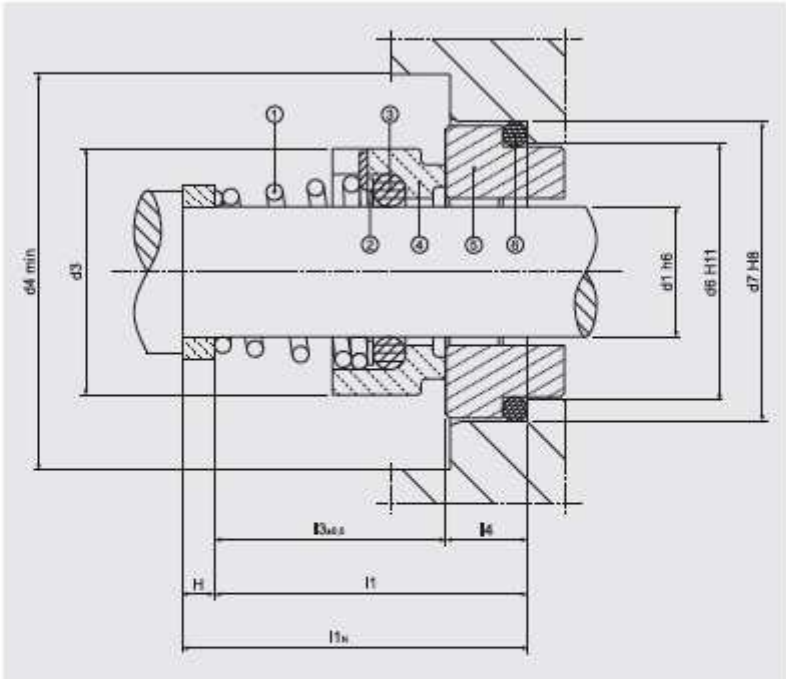
Shell Tellus Oil	22	32	46	68	100
Classe di viscosità ISO (ISO 3448)	22	32	46	68	100
Classificazione ISO (ISO 6743/4)	HM	HM	HM	HM	HM
Viscosità cinematica a 0°C cSt 40°C cSt 100°C cSt (ASTM D 445)	180 22 4,2	338 32 5,5	580 46 6,8	1040 68 8,8	1790 100 11,5
Indice di viscosità (ASTM D2270)	102	109	107	104	102
Densità a 15°C kg/dm ³ (ASTM D1298)	0,871	0,873	0,879	0,884	0,888
Punto di infiammabilità vaso aperto °C (Cleveland Open Cup) (ASTM D 92)	215	220	230	240	260
Punto di scorrimento °C (ASTM D 97)	-30	-30	-30	-30	-24
Cincinnati Milacron		P-68	P-70	P-69	

(*) Questi valori sono da considerarsi tipici dell'attuale produzione e non costituiscono specifica di vendita. In futuro potrebbero verificarsi variazioni che saranno comunque conformi alle specifiche del gruppo Shell.

Appendice B : Tenute meccaniche



EUROPA



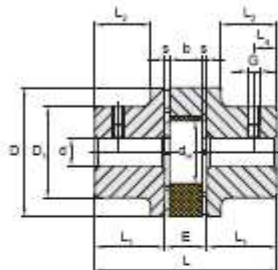
EUROPA 1 - DIN 24960

DESIGNAZIONE			d1	d3	l3	d4	d7	l4	d6	l1	l1N	H
10	20	15	10	20	15	22	21	7	17	22	40	18
12	22	18	12	22	18	24	23	7	19	25	40	15
14	24	22	14	24	22	26	25	7	21	29	40	11
16	26	23	16	26	23	28	27	7	23	30	40	10
18	32	24	18	32	24	34	33	10	27	34	45	11
20	34	25	20	34	25	36	35	10	29	35	45	10
22	36	25	22	36	25	38	37	10	31	35	45	10
24	38	27	24	38	27	40	39	10	33	37	50	13

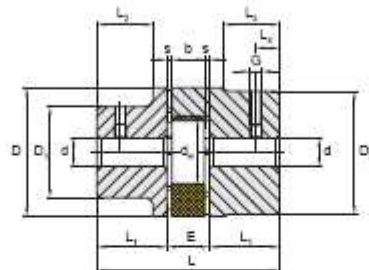
Appendice C : giunto di accoppiamento e dimensioni caratteristiche



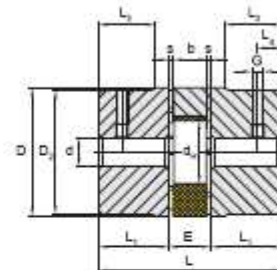
DELTEX - A Drehelastische Wellenkupplungen - Aluminiumausführung AI-H DELTEX - A Torsionally flexible shaft couplings - made of aluminium AI-H



Nabenkombination A/A
Hub combination A/A



Nabenkombination A/B
Hub combination A/B



Nabenkombination B/B
Hub combination B/B

DELTEX-A Größe Type	Bohrungen Bore				Abmessungen Dimensions (mm)														
	Fertigbohrung Finish bores																		
	Nabe A Hub A Ø d (mm)		Nabe B Hub B Ø d (mm)																
	min	max	min	max	Ø D	Ø D ₁	Ø D ₂	L	L ₁	E	s	b	L ₂	L ₃	Ø d ₁	G	L ₄		
DELTEX-A	14	—	—	—	16	30	—	30	36	11	13	1,5	10	—	—	10	M4	5	
	19	5	19	6	24	40	—	32	40	66	25	16	2	12	20	—	18	M5	10
	24	9	24	9	32	55	—	40	55	78	30	19	2	14	24	—	27	M5	10
	28	10	28	10	38	65	—	45	65	90	36	20	2,5	15	28	—	30	M6	15
	38	12	38	12	45	80	—	65	77	114	45	24	3	18	37	37	38	M8	15

DELTEX - A

- Nabenwerkstoff Aluminium AI-H aus Vollmaterial
- Drehelastisch, wartungsfrei, schwingungsdämpfend
- Axial steckbar durchschlagsicher
- Zahnkränze mit unterschiedlichen Elastomerhärten
- Allseitig bearbeitet - gute dynamische Eigenschaften
- Kompakt bauend/niedrige Schwungmomente
- Fertigbohrung nach ISO-Passung, Passfedernut nach DIN 6885 Bl. 1 - JS9 und P9

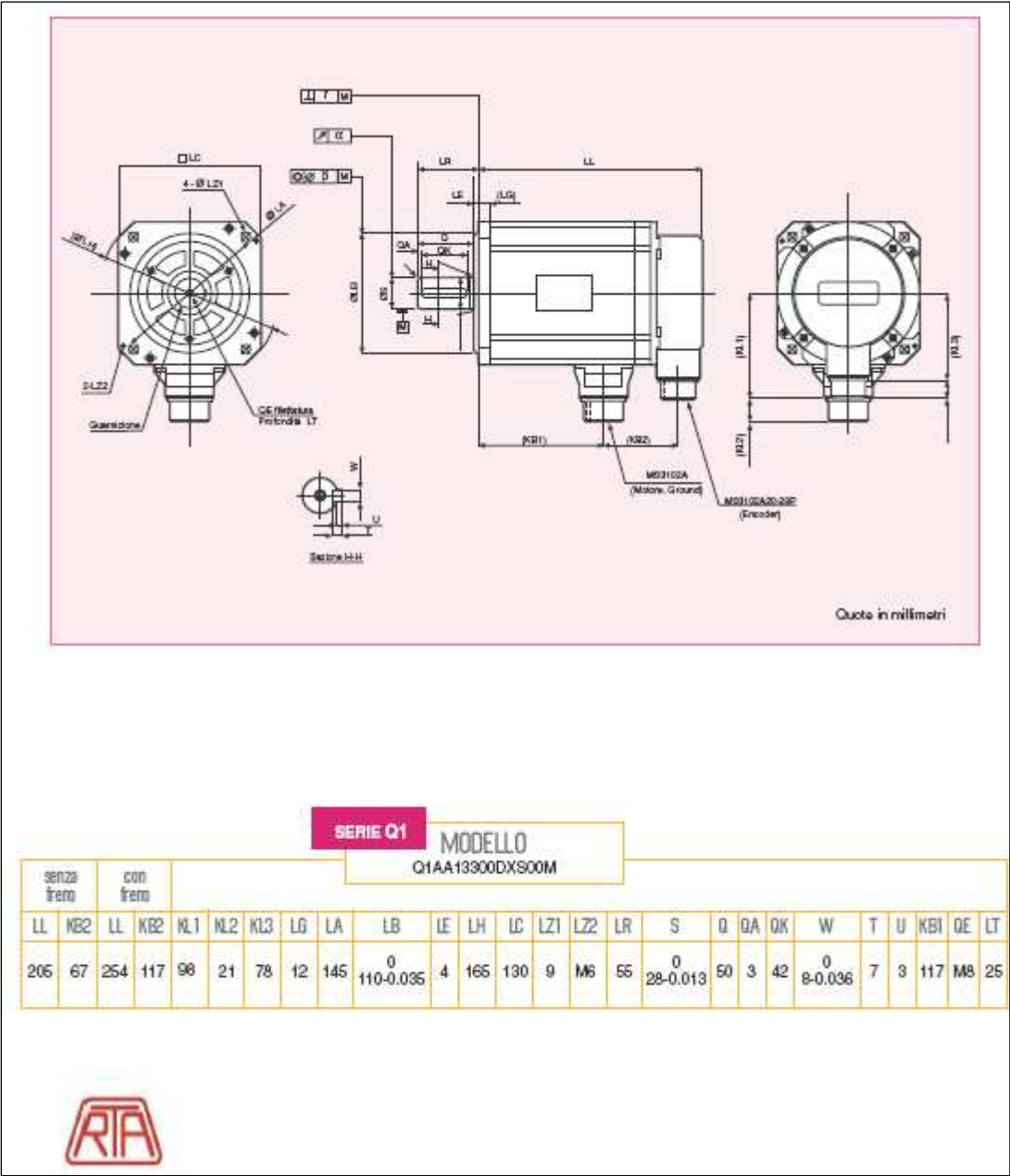
DELTEX - A

- Material aluminium AI-H made of solid material
- Torsionally flexible, maintenance-free, vibration-damping
- Axial plug-in, fail-safe
- Different elastomer hardness of spiders
- All over machined with good dynamic properties
- Compact design with small flywheel effect
- Finish bore according to ISO fit, feather keyway according to DIN 6885 sheet 1 - JS9 and P9

Appendice D : motore elettrico SANYO-DENKI utilizzato per il dimensionamento di massima del disegno 3D

DATI TECNICI		Potenza Nominale (W)	Velocità Nominale (rpm)	Velocità Max (rpm)	Coppia Nominale (Nm)	Coppia di Stallo (Nm)	Coppia Max (Nm)	Inerzia (kg* ² m ²)	Encoder (imp./gire)	Azionamenti
5	Q1AA10150DXS00M	1500	3000	4500	4.79	4.90	14.7	1,61x10 ⁻⁴	8000	RS1A05 RS1J05
	Q1AA13300DXS00M	3000	3000	4500	9.51	10.8	28.4	4.92x10 ⁻⁴	8000	RS1A10

Grado di protezione SERIE Q1: IP67



Bibliografia

1. Acton O. (1986), “Turbomacchine - Macchine a fluido 4”, UTET
2. Akhtman J., Furlong M., Jantapremjit P., Palmer A., Phillips A., Sharkh S., Turnock S., Veres S. (2007), “SotonAUV: University of Southampton Entry into the 2007 Autonomous Underwater Challenge – Europe”, School of Engineering Sciences University of Southampton.
3. Boenig W., Kalman E. (2004), “Low Cost Thruster. Development of a low cost thruster for the Santa Clara University ROV Program”, Santa Clara University, California.
4. Boesso A. (2004), “Nozioni di macchine marine”, Poligrafico Accademia Navale, Livorno, in www.saturatore.it.
5. Bovio E., Baralli F., Grasso R., Cecchi D., Vettori G. (2005), “Autonomous underwater vehicles for environmental monitoring and area protection”, IWUR 2005, International Workshop On Underwater Robotics For Sustainable Management Of Marine Ecosystem And Environmental Monitoring, Genova.
6. Bozzo T., Caffaz A., Clerici E., Giorgi F., Caiti A., Casalino G., Turetta A., Viviani R., Gualdesi L. (2005), “A very low cost prototypal autonomous vehicle for harbour surveillance and monitoring”, IWUR 2005, International Workshop On Underwater Robotics For Sustainable Management Of Marine Ecosystem And Environmental Monitoring, Genova.
7. Bruzzone G. (2000), “ROV e la tecnologia marina”, in *Tecnologie trasporti mare*, numero di maggio.
8. Caiti A., Munafò A., Viviani R. (2005), “Cooperating autonomous underwater vehicles to estimate ocean environmental parameters”, IWUR 2005, International Workshop On Underwater Robotics For Sustainable Management Of Marine Ecosystem And Environmental Monitoring, Genova.
9. Carlton J. (2007), *Marine Propellers and propulsion*, Elsevier Ltd, Great Britain.
10. Carmel-Veilleux T., Morissette M., Team SONIA (2007), “SONIA 2007: Exploring the Depths with Ease”, Montréal, in <http://sonia.etsmtl.ca>.

11. Claycomb K., Cohen S., Collums J., Francis C., Cieslewski G., Feeney T., Burnette D. J., Shokes G., Conrad D., Martinez III H., Schwartz E.M. (2007), "SubjuGator 2007", in <http://subjugator.org/>.
12. Cohen H., Rogers G.F.C., Saravanamuttoo H.I.H. (1996), "Gas turbine theory ", Longman, New York.
13. Conte G., Zanolli S. M., Scaradozzi D., Gambella L. (2005), "Evaluation of hydrodynamics parameters of a uuv", IWUR 2005, International Workshop On Underwater Robotics For Sustainable Management Of Marine Ecosystem And Environmental Monitoring, Genova.
14. Della Volpe R. (2007), *Impianti motori per la propulsione navale*, Liguori Editore, Napoli.
15. Department of Marine Technology (2007), "Underwater vehicles Hydrodynamics and control", Norwegian University of Science and Technology.
16. Desa E. & Maya Team (2006), "The small AUV Maya: Initial Field Results", National Institute of Oceanography, Goa, India.
17. Francis C., Greco J., Claycomb K., Koenn M., Cohen S., Matthews S., Gregg M., Collumns J., Shokes G., Cieslewski G., Barnett A., Schwartz E. M., Arroyo A. A. (2006), "SubjuGator 2006", AUVSI and ONR's 9th International Autonomous Underwater Vehicle Competition, Aug 2-6 2006, in <http://subjugator.org/>.
18. Gerr D. (2001), *Propeller Handbook. The complete reference for choosing, installing and understanding boat propellers*, International Marine, USA.
19. Griffiths G. (2003), *Technology and applications of autonomous underwater vehicles*, Taylor and Francis, New York.
20. Gorla R.S.R., Khan A. A., (2003), *Turbomachinery: Design and Theory*, Marcel Dekker, USA.
21. Hicks J., Kamtaprasad V., Klee A., Miller A., Yee J. S., Sprague C., Stein G. (2006), "Scout. The University of Central Florida's 2006 Autonomous Underwater Vehicle", in <http://www.ucfauv.com>.
22. Hydraulic Propulsion Selection Manual for Engineers (2003), in www.sub-atlantic.com.

23. ISE WEB BASED AUV DESIGNINFO, “Exsplorer”, International Submarine Engineering Ltd, in www.ise.bc.ca.
24. Karassik I. J., Messina P. J., Cooper P., Heald C. C. (2001), *Pump Handbook. Third Edition*, McGraw-Hill, USA.
25. Kim K., Choi H. S. (2005), “Dynamic modelling and hydrodynamic coefficient estimation for auv-snuuv i”, IWUR 2005, International Workshop On Underwater Robotics For Sustainable Management Of Marine Ecosystem And Environmental Monitoring, Genova.
26. Kovats A. (1964), *Design and performance of centrifugal and axial flow pumps and compressor*, Pergamon Press, Oxford.
27. Legnani G., Tiboni M., Adamini R., Tosi D. (2008), *Meccanica degli azionamenti. Vol. 1 – Azionamenti elettrici*, Progetto Leonardo, Bologna.
28. Lerbs H. W., (1952), “Moderately Loaded Propellers with a Finite Number of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation”, SNAME Transactions.
29. Lobanoff V. S., Ross R. R. (1992), *Centrifugal pumps. Design and application*, Butterworth-Heinemann, USA.
30. Madhan R., Desa Elgar, Prabhudesai S., Desa Ehrlich, Mascarenhas A., Pramod Maurya, Navelkar G., Afzulpurkar S., Khalap S., Sebastiao L. (2006), “Mechanical design and development aspects of a small AUV – Maya“ 7th IFAC Conference MCMC2006, 20-22 September 2006, Lisbon.
31. Maggini M., “Controllo coordinato con sensori acustici di robot subacquei”, *Tesi di Laurea in Ingegneria Informatica, Dipartimento Sistemi Elettrici ed Automazione, Università degli Studi di Pisa*, A.A. 2004-2005.
32. Martorano L., *Appunti tratti dalle lezioni del Corso di “Macchine” della Facoltà di Ingegneria Meccanica dell’università degli Studi di Pisa*, A.A. 2003/04.
33. Medici M. (1965), *Le macchine per impieghi speciali: ad uso degli ingegneri e dei periti industriali*, CEDAM, USA.
34. Medici M. (1967), *Le pompe*, U. Hoepli, California.

35. Melegari G., Lamenza F. (2005), "Rovs in the ocean industry and scientific research, a case history", IWUR 2005, International Workshop On Underwater Robotics For Sustainable Management Of Marine Ecosystem And Environmental Monitoring, Genova.
36. Nelik L. (1999), *Centrifugal and Rotary Pumps: Fundamentals Whit Applications*, CRC press, USA.
37. Pfleiderer C., Petermann H. (1985), *Turbomacchine*, Tecniche nuove, Milano.
38. Pidatella C. (2000), *Corso di Macchine 1: Idraulica, Macchine Idrauliche e Generatori di Vapore*, Zanichelli, Bologna
39. Pollak F. (1980), *Pump Users' Handbook. Second edition*, Houston, Texas.
40. Psaroudakis P., *Appunti tratti dalle lezioni del Corso di "Energetica Applicata" della Facoltà di Ingegneria Meccanica dell'università degli Studi di Pisa*, A.A. 2003/04.
41. Stepanoff A. J. (1948), *Centrifugal and axial flow pumps: theory, design and application*, J. Wiley, Wisconsin.
42. Tommaso G., "Generalità sulla propulsione navale", Appunti tratti dal Corso di propulsione elettrica, Facoltà di Ingegneria, Università degli studi di Cassino, in <http://webuser.unicas.it/tommaso>.
43. Turton R. K. (1994), *Rotodynamic pump design*, Cambridge University Press, Cambridge.
44. Veruggio G. (2000), "I problemi di una nuova scienza", in *Tecnologie trasporti mare*, numero di gennaio-febbraio.
45. Veruggio G. (2000), "Nuovi robot alla conquista del mare", in *Tecnologie trasporti mare*, numero di gennaio-febbraio.
46. Vorus W. S., Prestero T., Allen B. (2000), "Propulsion System Performance Enhancements on REMUS AUVs", OCEANS 2000 MTS/IEEE Conference and Exhibition.
47. Whitcomb L. L. (2000), "Underwater robotics: out of the research laboratory and into the field", IEEE 2000 International Conference on Robotics and Automation, Department of Mechanical Engineering, John Hopkins University.

48. Various Authors (1990), *Submersible system vehicle design: written by a group of Authorities*, Allmendinger E.E.: Society of Naval Architects and Marine Engineers, Jersey City(NJ)

Sitografia

- <http://auvlab.mit.edu>
- www.tecnadyne.com
- www.lsnwn.it
- www.sub-atlantic.co.uk
- www.marintecch.org
- www.seabotix.com
- www.ifremer.fr
- www.archeosub.it
- www.doermarin.com
- <http://schilling.com>
- www.gavia.is
- www.jamstec.go.jp
- www.vetus.nl
- www.nauticexpo.it
- www.skf.com
- www.trustautomation.com
- www.moog.com
- www.directindustry.it
- www.transit-port.net/Lists/AUVs.Org.html
- <http://auvac.org/resources/browse/configuration>
- <http://www.km.kongsberg.com/>
- <http://www.iver-auv.com/>
- www.auvsifoundation.org/
- <http://www.hydroidinc.com/>
- www.bluefinrobotics.com/
- www.acfr.usyd.edu.au/research/projects/subsea/auvSIRIUS.shtml

- <http://auv.utdallas.edu/>
- <http://www.auvic.uvic.ca/>
- <http://www.utaauv.org/>

Ringraziamenti

Desidero ringraziare tutti coloro sono stati coinvolti in questo lavoro di tesi. Iniziando dai relatori, Prof. Panayotis Psaroudakis e Prof. Andrea Caiti, oltre che per il supporto tecnico, per la disponibilità concessami e la pazienza dimostratami.

Non posso non ringraziare l'ingegner Leo per aver accettato l'offerta di un secondo lavoro a retribuzione "zero", e chiaramente Margherita per avermelo concesso anche il fine settimana.

Ringrazio tutti gli amici per il supporto, soprattutto morale, dimostratomi non solo nel periodo di svolgimento della tesi, ma di tutto il mio lungo percorso universitario. In particolare Ciccio e Orazio, che anche se a distanza sono stati sempre per me presenti, e Alfredo, che ho conosciuto il mio primo giorno qui a Pisa e ancora mi sopporta (in realtà sono io a sopportare lui!!)

Un ringraziamento va certamente alla mia famiglia: a mio padre, mia madre, le mie quattro sorelle Mary, Antonella, Angelica e Mina, mio fratello Vincenzo, a Francesco e Giancarlo (soprattutto per la disponibilità "Taxi"). Un saluto e un bacio alla mie nipotine Francesca, Nicole, Alessandra e Alice.

Un grazie di *cuore* va infine a Mariella peruna infinità di motivi.